

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені Ігоря Сікорського”

Ю. І. Адаменко, С. В. Майданюк, О. А. Плівак, В.В. Сухов

ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК МЕХАНІЗМІВ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальностями
131 «Прикладна механіка», 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2021

Рецензенти: Гожій С. П., д-р техн. наук, Національний технічний університет України “ КПІ ім. Ігоря Сікорського”
Черняк М. Г., канд.. техн. наук, Національний технічний університет України “ КПІ ім. Ігоря Сікорського”

Відповідальний редактор: Данильченко Ю. М., д-р техн. наук, Національний технічний університет України “ КПІ ім. Ігоря Сікорського”

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 5 від 14.01.2021 р)
за поданням Вченої ради Механіко-машинобудівного Інституту (протокол № 5 від 28.12.2020 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

*Адаменко Юрій Іванович, канд. техн. наук, доц.
Майданюк Сергій Володимирович
Плівак Олександр Анатолійович
Сухов Віталій Вікторович, д-р. техн. наук, проф.*

ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК МЕХАНІЗМІВ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИА РОБОТА

Призначення посадок механізмів авіаційної техніки: Розрахунково-графічна робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка» / Ю.І. Адаменко, С. В. Майданюк, О. А. Плівак, В. В. Сухов ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 12,9 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 194 с.

У посібнику наведені рекомендації щодо виконання розрахунково-графічної роботи з взаємозамінності деталей механізмів літальний апаратів. Описана структура роботи та вимоги до оформлення її складових. Наведені приклади виконання кожного структурного елемента розрахунково-графічної роботи. Наведені варіанти індивідуального завдання, складальні кресленки вузлів механізмів авіаційної техніки з описом їх роботи та рекомендаціями щодо призначення посадок.

Навчальний посібник підготовлено спільно кафедрами конструювання машин і авіа-та ракетобудування для студентів, які навчаються за спеціальностями: 131 «Прикладна механіка» та 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка».

© Ю.І. Адаменко, С.В. Майданюк, О.А. Плівак, В.В. Сухов, 2021
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ.....	9
1.1 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ.....	10
1.1.1 Вибір та обґрунтування посадок.....	10
1.1.1.1 Призначення номінальних розмірів.....	10
1.1.1.2 Призначення посадок.....	11
1.1.2 Розрахунок посадок гладких з'єднань.....	12
1.1.3 Розрахунок гладких калібрів.....	13
1.1.4 Розрахунок посадки різьбового з'єднання.....	13
1.1.5 Розрахунок шліцьового з'єднання з евольвентним профілем.....	13
1.1.6 Розрахунок розмірного ланцюга.....	13
1.1.7 Вибір універсальних засобів вимірювання.....	14
1.2 ГРАФІЧНА ЧАСТИНА.....	14
Рекомендована література до розділу 1.....	14
2 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ	15
2.1 ВИМОГИ ДО ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ.....	16
2.1.1 Структура пояснювальної записки.....	16
2.1.2 Правила оформлення пояснювальної записки	17
2.2 ВИМОГИ ДО ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ.....	22
Рекомендована література до розділу 2.....	23
3 ЗАВДАННЯ ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ	24
3.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	25
3.1.1 Права та обов'язки керівника та студента	25
3.1.2 Вихідні дані до розрахунково-графічної роботи	26
3.1.3 Типові механізми авіаційної техніки	27
3.1.3.1 Трансмisiя вертольотів	27
3.1.3.2 Механізм випуску і прибирання закриток літака	29
3.1.3.3 Механізм зміни кута установки стабілізатора літака.....	30
3.1.3.4 Механізм керування стрілоподібністю крила літака	31
3.1.3.5 Центробіжний насос	33

3.2 КОНІЧНО-ЦИЛІНДРИЧНИЙ ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ЛЕГКОГО ВЕРТОЛЬОТА.....	35
Варіант 1. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	38
Варіант 2. ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА	41
Варіант 3. ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА	44
Варіант 4. ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	47
Варіант 5. ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА	50
Варіант 6. ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА.....	53
3.3 ДВОСТУПІНЧАСТИЙ ЦИЛІНДРИЧНИЙ ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ЛЕГКОГО ВЕРТОЛЬОТА ...	56
Варіант 7. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	59
Варіант 8. ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА	62
Варіант 9. ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА	65
Варіант 10. ВУЗОЛ ПРИВОДУ ГЕНЕРАТОРА	68
3.4 ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА.....	71
Варіант 11. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	74
Варіант 12. ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА	77
Варіант 13. ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА	80
3.5 ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА	83
Варіант 14. ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	86
Варіант 15. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА З КОНСОЛЬНОЮ ШЕСТЕРНЕЮ	89
Варіант 16. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА ЗІ СТЯЖНИМ БОЛТОМ	92
3.6 ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР ХВОСТОВОЇ ТРАНСМІСІЇ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА.....	95
Варіант 17. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	98
Варіант 18. ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА	101
3.7 ХВОСТОВИЙ РЕДУКТОР ТРАНСМІСІЇ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА.....	104
Варіант 19. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	107
Варіант 20. ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА	110
Варіант 21. ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ КРОКУ РУЛЬОВОГО ГВИНТА.....	113
Варіант 22. ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА.....	116
3.8 ГВИНТОВИЙ ПІДЙОМНИК СТАБІЛІЗАТОРА ЛІТАКА.....	119
Варіант 23. РЕДУКТОР ГВИНТОВОГО ПІДЙОМНИКА СТАБІЛІЗАТОРА	122
Варіант 24. МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ГВИНТА ПІДЙОМНИКА СТАБІЛІЗАТОРА	125
3.9 МЕХАНІЗМ ВИПУСКУ І ПРИБИРАННЯ ЗАКРИЛОК ЛІТАКА.....	128
Варіант 25. РЕДУКТОР МЕХАНІЗМУ ВИПУСКУ І ПРИБИРАННЯ ЗАКРИЛОК	131
Варіант 26. РЕДУКТОР ГВИНТОВОГО ПІДЙОМНИКА ЗАКРИЛОК	134

3.10 РЕДУКТОР КЕРУВАННЯ СТІЛОПОДІБНІСТЮ КРИЛА ЛІТАКА.....	137
Варіант 27. ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА	140
Варіант 28. ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА.....	143
Варіант 29. ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА	146
3.11 ШНЕКОЦЕНТРОБІЖНИЙ НАСОС.....	149
Варіант 30. ЦЕНТРОБІЖНИЙ НАСОС ОКИСЛЮВАЧА.....	149
Варіант 31. КОНСОЛЬНИЙ ШНЕКОЦЕНТРОБІЖНИЙ НАСОС	152
Рекомендована література до розділу 3.....	155
4 ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ.....	157
4.1 ВИБІР ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ.....	158
4.2 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ	163
4.3 РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КАЛІБРІВ	165
4.3.1 Розрахунок калібра-пробки.....	165
4.3.2 Розрахунок калібра-скоби	166
4.4 РОЗРАХУНОК ПОСАДКИ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ.....	168
4.5 РОЗРАХУНОК ШЛІЦЬОВОГО З'ЄДНАННЯ З ЕВОЛЬВЕНТНИМ ПРОФІЛЕМ	170
4.6 РОЗРАХУНОК РОЗМІРНОГО ЛАНЦЮГА	174
4.7 ВИБІР УНІВЕРСАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ	185
4.8 РОЗРОБКА РОБОЧОГО КРЕСЛЕНИКА ВАЛА.....	186
Рекомендована література до розділу 4.....	189
СПИСОК НОРМАТИВНИХ ДОКУМЕНТІВ	190
ДОДАТОК А. Титульний аркуш розрахунково-графічної роботи.....	192

ВСТУП

Для розвитку авіабудування велике значення має організація виробництва механізмів авіаційної техніки, приладів та пристроїв на основі взаємозамінності та стандартизації, створення та використання надійних засобів технічних вимірювань та контролю. Якісні показники сучасних виробів (точність, довговічність, надійність), а також собівартість їх виготовлення, значною мірою залежать від вибору рівня нормованої точності, що потребує від інженера глибоких базових знань у галузі взаємозамінності та стандартизації.

Виконання розрахунково-графічної роботи (РГР) спрямоване на вирішення конкретних завдань і сприяє вивченню та засвоєнню теоретичного матеріалу, допомагає в оволодінні методами призначення посадок, допусків розмірів, форми та розташування, шорсткості поверхонь деталей вузлів механізмів авіаційної техніки, навчає визначати параметри посадок та користуватися стандартами.

Під час написання навчального посібника автори відмовились від поширеного підходу, коли завдання до РГР зведено в таблицю, де для кожного варіанту наведено вихідні дані – номінальний розмір з'єднання, квалітети точності, поля допусків, посадки тощо і необхідно за стандартними методиками розрахувати задані технічні параметри деталей і з'єднань. Виконання таких задач є важливим, але воно не формує у студента навичок до самостійного прийняття рішень щодо нормування точності та вибору посадок з'єднань механізмів. Необхідність вирішення таких завдань виникає під час виконання проектно-конструкторських робіт.

Вибір оптимальної точності деталей має велике значення, бо визначає якість виробу, собівартість його виготовлення, а відповідно і ціну, і нарешті конкурентоздатність виробу. Під час розрахунку точності функціональних параметрів необхідно створювати гарантований запас працездатності виробу, який забезпечить збереження експлуатаційних показників до кінця терміну їх експлуатації у заданих межах. Тому під час проектування виробу необхідно встановлювати високу точність лише на ті параметри, похибки яких найбільш сильно впливають на експлуатаційні показники виробів.

Під час вибору посадок з'єднань необхідно враховувати низку факторів:

- рухомість чи нерухомість з'єднання;
- роз'ємність чи нероз'ємність;
- періодичність розбирання вузла під час ремонтів;
- швидкість переміщення рухомих частин;
- характер та величини діючих навантажень;
- вимоги до точності центрування;
- умови змащення деталей, вимоги до герметичності з'єднань;
- конструктивні особливості деталей (суцільні, тонкостінні з переривчастою поверхнею тощо);
- умови складання (доступ до з'єднань, розміщених у корпусі вузла);
- технологію виготовлення деталей, особливо чистові операції після термічної обробки тощо.

На сьогоднішній день немає універсальних методик розрахунку чи вибору посадок, які б дозволили однозначно призначати ту чи іншу посадку для заданих умов роботи.

Для прикладу розглянемо з'єднання зубчастого колеса з валом. Для змінних зубчастих коліс (такі колеса використовують у ділільних механізмах) у з'єднанні з валами призначають посадку з зазором. Якщо до з'єднання висуваються підвищені вимоги щодо точності центрування, а розбирання здійснюється лише під час ремонтів вузла, то призначають посадку перехідну. Якщо ж крутний момент від вала до зубчастого колеса передається за рахунок пружної чи пластичної деформації посадкових поверхонь, то призначають посадку з натягом. Таким чином у з'єднанні вала з зубчастим колесом може бути посадка з зазором, з натягом та перехідна. Причому у стандартах та довідниках для кожного з цих випадків рекомендують не одну, а низку посадок. Багатоваріантність вирішення задачі ускладнює процес прийняття рішення.

Подібне питання виникає також під час призначення посадки різьбового з'єднання. Наприклад, сталю шпильку закручено у гніздо корпусу з литого магнієвого сплаву і вона не повинна відгвинчуватись під дією робочих зусиль чи вібрацій. Нерухомість різьбового з'єднання можна забезпечити за рахунок посадки з зазором та клею; за рахунок перехідної посадки зі стопорінням по збігу різьби, по бурту, по цапфі; за рахунок посадки з натягом, яка передбачає деформування контактних поверхонь.

Отже, під час призначення посадок необхідно провести глибокий і всебічний аналіз з'єднання і врахувати усі фактори для прийняття остаточного рішення. Студент має добре розуміти, як працює механізм та які саме посадки визначають точність вузла та його функціональні властивості. Для цього у навчальному посібнику наведено детальні характеристики кожної посадки вузла. Цей етап роботи передбачає тісну співпрацю студента з викладачем для з'ясування усіх особливостей та обставин, що впливають на вибір посадок. Для спрощення пошуку необхідних матеріалів у відповідних розділах наводяться посилання на методики та стандарти (вони є доступними і знаходяться в електронній бібліотеці).

У результаті виконаної роботи, враховуючи вимоги нормативних документів, студент наносить на кресленик вузла вибрані посадки. Після вибору і узгодження посадок викладач видає уже конкретні завдання для розрахунку параметрів з'єднань.

У посібнику наведено методичні рекомендації щодо виконання розрахунково-графічної роботи: призначення номінальних розмірів, вибір та обґрунтування посадок, розрахунки посадок гладких з'єднань, посадки різьбового з'єднання, розмірного ланцюга, гладких калібрів, вибір універсальних засобів вимірювання.

Іншим важливим завданням РГР є розробка робочих креслеників деталей машин відповідно до вимог чинних стандартів. Студент має розробити робочий кресленик однієї з деталей вузла за завданням викладача. Нормування точності деталей передбачає встановлення низки вимог:

- допуски на лінійні та кутові розміри;
- допуски форми та розташування поверхонь;
- шорсткість поверхонь;
- технічні вимоги;
- спеціальні вимоги для зубчастих коліс.

Вибір тих чи інших параметрів точності впливає на точність та собівартість виготовлення деталей. Причому задача теж є багатоваріантною, і студенту важливо навчитись думати та аналізувати обставини, що виникають під час виготовлення, експлуатації та ремонту деталі.

Наприклад, американські стандарти ASME порівняно зі стандартами ISO для одних і тих же поверхонь замість допуску співвісності та допуску симетричності надають перевагу позиційному допуску, оскільки останній легше контролювати, а відповідно знижуються витрати на виготовлення деталей.

У навчальному посібнику наведено рекомендації щодо розробки робочого кресленика деталі, вимоги та правила оформлення розрахункової та графічної частин роботи, а також наведено приклади виконання завдань РГР.

Завдання до розрахунково-графічної роботи містить 31 варіант складальних креслеників вузлів механізмів авіаційної техніки з коротким описом їх роботи, рекомендаціями щодо призначення посадок та індивідуальним завданням з початковими даними.

Розділ 1.

ВИКОНАННЯ

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

1.1 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Студент отримує від викладача варіант завдання та роздруковує:

- складальний кресленик механізму (формат А3);
- опис роботи механізму;
- складальний кресленик вузла (формат А3), який є частиною механізму;
- опис роботи вузла з вимогами щодо характеру та точності з'єднань.

Викладач на листі студента задає індивідуальне завдання, ставить дату видачі та підпис.

Розрахункова частина розрахунково-графічної роботи, залежно від індивідуального завдання, виконується у наступній послідовності:

- вибір та обґрунтування посадок;
- розрахунок посадок гладких з'єднань;
- розрахунок гладких калібрів;
- розрахунок посадки різьбового з'єднання;
- розрахунок шліцьового з'єднання з евольвентним профілем;
- розрахунок розмірного ланцюга;
- вибір універсальних засобів вимірювання.

1.1.1 Вибір та обґрунтування посадок

На складальному кресленику вузла механізму авіаційної техніки на розмірних лініях необхідно вказати номінальні розміри та посадки з'єднань.

1.1.1.1 Призначення номінальних розмірів

Лінійкою вимірюють розмір на кресленику (довжину розмірної лінії), отримане значення множать на коефіцієнт збільшення розмірів k , вказаний на складальному кресленику викладачем:

- **Якщо розмір відноситься до стандартних деталей** (підшипники кочення, шпонкові, шліцьові, штифтові, різьбові з'єднання тощо) – отримане значення округлюють до розміру за відповідним стандартом.
- **Якщо розміри не відносяться до стандартних деталей** – отримане значення, з урахуванням коефіцієнту збільшення розмірів, округлюють до розміру відповідно ГОСТ 6636 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры» [1, с. 134-135].

Приклад

Призначити номінальні розміри підшипника, якщо:

- тип підшипника – кульковий радіальний однорядний;
- виміряні діаметри підшипника:
 - внутрішнього кільця – $d = 22$ мм;
 - зовнішнього кільця – $D = 49$ мм;
- коефіцієнт збільшення розмірів – $k = 1,6$.

Розрахункові діаметри:

- внутрішній – $d = 22 \cdot 1,6 = 35,2$ мм;
- зовнішній – $D = 49 \cdot 1,6 = 78,4$ мм.

За ДСТУ ГОСТ 8338 «Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры» [2, с. 158] маємо:

- підшипник 207 легкої серії ($d = 35$ мм; $D = 72$ мм);
- підшипник 307 середньої серії ($d = 35$ мм; $D = 80$ мм);
- підшипник 407 важкої серії ($d = 35$ мм; $D = 100$ мм).

Вибираємо підшипник*, розміри якого, є ближчими до розрахункових, тобто підшипник 307.

***Примітка:**

Під час конструювання вузла для вибору підшипника необхідно враховувати навантаження, швидкісні характеристики, ресурс, температурний режим, рівень шуму, вібрації, умови змащення, монтажу та інші фактори (у даній роботі ці питання не розглядаються через обмеженість часу на її виконання).

1.1.1.2 Призначення посадок

Сучасні повітряні судна мають дуже складну конструкцію, що складається з великої кількості різних за формою, розмірами, матеріалами деталей та вузлів. Під час експлуатації літальних апаратів під впливом статичних і динамічних навантажень, температур, атмосферних опадів тощо фізично зношуються як окремі їх елементи, так і вся конструкція у цілому. Під фізичним зношуванням розуміють матеріальне зношення деталей, вузлів і агрегатів літальних апаратів, у результаті якого змінюються робочі параметри авіаційної техніки і знижується надійність її роботи. У разі втрати працездатного стану такі вироби знімають з експлуатації і відправляють у ремонт.

Постановка на ремонт передбачає виведення об'єкта з експлуатації і передачу його ремонтному персоналу. Ремонти за обсягом виконуваних робіт, трудомісткістю і періодичністю проведення поділяються **поточні, середні та капітальні**.

Поточний ремонт виконується для забезпечення (відновлення) працездатності об'єкта і полягає у заміні або відновленні окремих легкодоступних його частин.

Поточний ремонт є мінімальним за обсягом ремонтом, який забезпечує нормальну експлуатацію виробу до чергового планового ремонту. Під час поточного ремонту несправності усувають заміною або відновленням окремих складових частин (швидкозношуваних деталей), а також виконують регульовальні роботи. Поточний ремонт проводиться силами експлуатаційних підприємств і є складовою частиною регламентного обслуговування авіатехніки.

Середній ремонт – це плановий ремонт, що виконується для відновлення справності та часткового відновлення ресурсу об'єкта із заміною або відновленням складових частин обмеженої номенклатури і контролем технічного стану об'єкта в обсязі, передбаченому в документації. Під час середнього ремонту перевіряється стан інших виробів авіаційної техніки з усуненням виявлених несправностей, а також може проводитися капітальний ремонт окремих компонентів повітряного судна.

Капітальний ремонт – це плановий ремонт, що виконується для відновлення справності та повного або близького до повного ресурсу об'єкта із заміною або відновленням будь-яких його частин, включаючи базові.

Капітальний ремонт виконується після відпрацювання літаком міжремонтного ресурсу. Цей вид ремонту полягає у повному розбиранні повітряного судна і дефектації виробів авіаційної техніки з подальшою їх заміною або відновленням справного стану. Після ремонту здійснюється процес складання: вузлового, агрегатного, загального. На кожному етапі складання виконується контроль працездатності виробів і агрегатів. Після загального складання повітряне судно проходить ряд наземних та льотних випробувань.

Посадки призначаються у такій послідовності:

- **посадки опорних з'єднань**, які забезпечують положення деталей відносно корпусної деталі – посадки підшипників кочення, підшипників ковзання, стаканів тощо;
- **посадки функціональних з'єднань**, які забезпечують роботу вузла – посадки зубчастих коліс, муфт, зірочок, поршнів, плунжерних пар тощо;
- **посадки допоміжних з'єднань**, які забезпечують роботу двох перших груп – посадки кришок, кілець, втулок, тощо;
- **посадки інших з'єднань** – шпонкових, шліцьових, штифтових, різьбових тощо.

Усі призначені посадки необхідно обґрунтувати в пояснювальній записці, з посиланням на літературу та стандарти.

Приклад

Методики та приклади призначення посадок складальних одиниць наведені в [1, с. 118-129].

Приклад оформлення пояснювальної записки вибору та розрахунку посадок підшипників кочення наведено в розд.4 (п. 4.1).

1.1.2 Розрахунок посадок гладких з'єднань

Для заданих посадок виконати розрахунок, в якому визначити характер посадки та систему, в якій вона виконується; граничні відхилення, розміри, допуски отвору та вала; граничні зазори та (чи) натяги, допуск посадки; побудувати схему полів допусків.

Приклад

Приклади розрахунку посадок з зазором, з натягом та перехідних посадок наведені в [1, с. 21-27].

Приклад оформлення пояснювальної записки розрахунку посадок гладких з'єднань наведено в розд.4 (п. 4.2).

1.1.3 Розрахунок гладких калібрів

Для контролю заданої внутрішньої чи зовнішньої поверхні деталі розрахувати граничні розміри та визначити виконавчі розміри прохідної та непрохідної сторони калібра-пробки чи калібра-скоби, відповідно; побудувати схему полів допусків відповідного калібра.

Приклад

Методики розрахунку гладких калібрів (калібра-пробки та калібра-скоби) наведені в ГОСТ 24853-81. «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» [3].

Приклад оформлення пояснювальної записки розрахунку гладких калібрів (калібра-пробки та калібра-скоби) наведено в розд.4 (п. 4.3).

1.1.4 Розрахунок посадки різьбового з'єднання

Для заданого різьбового з'єднання визначають граничні розміри гайки та болта (шпильки); будують схему полів допусків, визначають зазори чи натяги за середнім діаметром різьби.

Приклад

Приклади розрахунку посадок різьбового з'єднання наведені в [1, с. 49-69].

Приклад оформлення пояснювальної записки розрахунку посадок різьбового з'єднання наведено в розд.4 (п. 4.4).

1.1.5 Розрахунок шліцьового з'єднання з евольвентним профілем

Для заданого шліцьового з'єднання з евольвентним профілем визначають граничні розміри деталей евольвентного з'єднання; будують схему полів допусків, визначають зазори.

Приклад

Методика розрахунку посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем наведено в ОСТ 1 00086 «Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные» [4].

Приклад оформлення пояснювальної записки розрахунку посадок шліцьового з'єднання з евольвентним профілем наведено в розд.4 (п.4.5).

1.1.6 Розрахунок розмірного ланцюга

Виконується розрахунок заданого на складальному кресленнику розмірного ланцюга.

Числові значення граничних відхилень замикальної ланки розмірного ланцюга та метод його розрахунку (повної взаємозамінності, ймовірнісний чи регулювання) задає викладач.

Приклад

Приклади розрахунку розмірних ланцюгів різними методами наведені в [1, с. 91-116].

Приклад оформлення пояснювальної записки розрахунку розмірного ланцюга наведено в розд.4 (п.4.6).

1.1.7 Вибір універсальних засобів вимірювання

Для контролю заданих поверхонь деталі необхідно вибрати універсальний засіб вимірювання (накладний чи станковий) та обґрунтувати доцільність його використання.

Приклад

Методика вибору універсальних засобів вимірювання наведено в РД 50-98-86 «Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм» [5].

Приклад оформлення пояснювальної записки вибору універсального засобу вимірювання наведено в розд.4 (п.4.7).

Усі розрахунки, прийняті технічні рішення повинні бути представлені та обґрунтовані з посиланням на стандарти та літературні джерела.

1.2 ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

Графічна частина розрахунково-графічної роботи полягає в розробці робочого креслення ку деталі вузла, відповідно до завдання.

Для деталі, заданої викладачем, необхідно розробити робочий кресленик, на якому мають бути зображені та позначені усі необхідні елементи.

Робочий кресленик деталі слід виконувати, відповідно з дотриманням вимог стандартів, що входять до єдиної системи конструкторської документації та галузевих стандартів авіаційної промисловості.

Приклад

Приклади розробки робочих креслеників деяких типових деталей наведено в [1, с. 130-150]

Приклад оформлення робочого креслення вала-шестерні механізму авіаційної техніки наведено в розд.4 (п.4.8).

Рекомендована література до розділу 1

1. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с.
2. ДСТУ ГОСТ 8338:2008 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
3. ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
4. ОСТ 1 00086-73. Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
5. РД 50-98-86. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм (По применению ГОСТ 8.051-81).

Розділ 2.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

Розрахунково-графічна робота складається з розрахункової та графічної частин.

Розрахункова частина виконується у вигляді пояснювальної записки.

2.1 ВИМОГИ ДО ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

Пояснювальна записка повинна бути оформлена за певною структурою, та відповідати правилам оформлення.

2.1.1 Структура пояснювальної записки

Структура пояснювальної записки розрахункової частини повинна мати такі основні структурні елементи:

- титульний аркуш;
- завдання на розрахунково-графічну роботу;
- зміст;
- розрахункова частина;
- список використаних джерел.

Титульний аркуш

Титульний аркуш є першою сторінкою пояснювальної записки та оформлюється за формою, наведеною у додатку А.

Завдання на розрахунково-графічну роботу

Завдання вміщує такі елементи:

- складальний кресленик механізму (формат А3);
- опис роботи механізму;
- складальний кресленик вузла (формат А3);
- опис роботи вузла.

Зміст

Зміст повинен містити назви всіх структурних елементів, заголовки та підзаголовки (за їх наявності) із зазначенням нумерації та номери їх початкових сторінок.

Розрахункова частина

У розрахунковій частині, відповідно до змісту роботи, має бути:

- вичерпно і повно (з поясненнями) викладено послідовність виконання розрахунків та самі розрахунки, відповідно до завдання;
- виконано ілюстрування результатів розрахунків;
- зроблено посилання на всі методики розрахунків та довідникові дані.

Викладаючи суть розрахункової частини, треба вживати стандартну наукову та науково-технічну термінологію, запроваджену національними стандартами на терміни та визначення понять.

Потрібно використовувати основні, похідні чи позасистемні одиниці фізичних величин Міжнародної системи одиниць (SI) згідно з ДСТУ OIML D 2:2007 «Метрологія. Узаконені одиниці фізичних величин».

Список використаних джерел

Список використаних джерел, на які є посилання у розрахунковій частині, наводять у кінці розрахункової частини. Його оформлюють, за вибором, одним із таких способів:

- у порядку появи посилань у тексті;
- в алфавітному порядку прізвищ перших авторів або заголовків;
- у хронологічному порядку.

Порядкові номери бібліографічних описів у списку використаних джерел мають відповідати посиланням на них.

Бібліографічний опис списку використаних джерел наводять згідно Національних стандартів України ДСТУ ГОСТ 7.1 «Бібліографічний запис, бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» [16] та ДСТУ 8302 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання» [2].

2.1.2 Правила оформлення пояснювальної записки

Загальні положення

Пояснювальну записку оформлюють згідно вимог ДСТУ 3008 «Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання» [1].

Пояснювальну записку друкують, використовуючи текстовий редактор *Microsoft Word*, на одному боці аркуша білого паперу формату A4 (210x297 мм), відповідно до вимог:

- шрифт – ***Times New Roman***;
- кегель – 14 типографських пунктів;
- міжрядковий інтервал – 1,5;
- абзацний відступ – 1,25 см;
- вирівнювання основного тексту – по ширині.

Мова

Мова роботи визначена у статті 21 Закону України «Про засади державної мовної політики» – *державна мова*.

Поля

Текст пояснювальної записки друкують залишаючи поля таких розмірів:

- ліве — не менше ніж 25 мм;
- праве — не менше ніж 10 мм;
- верхнє — не менше ніж 20 мм;
- нижнє — не менше ніж 20 мм.

Нумерація сторінок

Сторінки нумерують наскрізно арабськими цифрами. Номер сторінки проставляють праворуч у нижньому куті сторінки без крапки в кінці.

***Титульний аркуш** входить до загальної нумерації сторінок, але його не нумерують.*

Текст розрахункової частини ділять на розділи, підрозділи, пункти та підпункти.

Заголовки структурних частин

Заголовки структурних частин «ЗМІСТ», «ВСТУП», «РОЗДІЛ», «ДОДАТКИ», «СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ» розміщуються посередині рядка великими літерами напівжирним шрифтом без крапки в кінці, без підкреслення. Відстань між заголовком і подальшим текстом має бути не менше ніж два міжрядкових інтервали.

Приклад**5 РОЗРАХУНОК ПОСАДКИ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ**

Не дозволено розміщувати назву розділу на останньому рядку сторінки.

Кожну структурну частину треба починати з нової сторінки.

Нумерація розділів

Розділи нумерують арабськими цифрами у межах викладення пояснювальної записки і позначають арабськими цифрами без крапки, починаючи з цифри «1».

*Структурні елементи **ЗМІСТ,**
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ — не нумерують.*

Формули

Формули подають посередині сторінки окремим рядком безпосередньо після тексту, у якому їх згадано. Між формулою та текстом зверху і знизу необхідно залишати пустий рядок.

Формули нумерують арабськими цифрами наскрізно або в межах кожного розділу (в цьому разі номер формули складається з номера розділу та порядкового номера формули в цьому розділі, відокремлених крапкою).

Номер формули друкують на її рівні праворуч у крайньому положенні в круглих дужках. У багаторядкових формулах номер проставляють на рівні останнього рядка.

Зручно формули та їх нумерацію розміщувати у таблиці з невидимим контуром.

Приклад

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, \quad (2.4)$$

Пояснення познач, які входять до формули, необхідно подавати безпосередньо під формулою у тій послідовності, у якій їх наведено у формулі. Пояснення познач треба подавати без абзацного відступу з нового рядка, починаючи зі слова «де» без двокрапки.

Приклад

Найменший натяг N_{\min} визначається залежністю:

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} \quad (2.3)$$

де d_{\min} — найменший граничний розмір вала;

D_{\max} — найбільший граничний розмір отвору.

Кілька наведених і не відокремлених текстом формул пишуть одну під одною і розділяють комами.

Приклад

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, \quad (2.6)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \quad (2.7)$$

Рисунки

Усі графічні матеріали (схеми, рисунки) повинні мати однаковий підпис «Рис.», який подають одразу після тексту, де вперше посилаються на нього, або на наступній сторінці.

Виконання рисунків має відповідати положенням ДСТУ 1.5 «Національна стандартизація. Правила розроблення, викладання та оформлення національних нормативних документів» та ДСТУ 3008 «Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлення».

Рисунки нумерують арабськими цифрами наскрізно або в межах кожного розділу (в цьому разі номер рисунка складається з номера розділу та порядкового номера рисунка в цьому розділі, відокремлених крапкою). Після номера рисунка, через дефіс («—»), вказується назва рисунка.

Назва рисунка має відображати його зміст, бути конкретною та стислою.

Назву рисунка друкують з великої літери та розміщують під рисунком посередині рядка

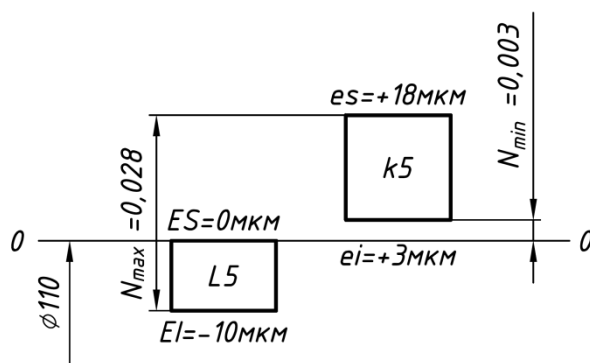
ПрикладРис. 3.4— Схема посадки $\varnothing 110 \frac{L5}{k5}$ **Примітка**

Рис. 3.4 – позначення рисунка (четвертий рисунок третього розділу).

Схема посадки $\varnothing 110 \frac{L5}{k5}$ – назва рисунка.

Таблиці

Цифрові дані оформлюють як таблицю, яку подають безпосередньо після тексту, у якому її згадано вперше, або на наступній сторінці.

На кожную таблицю має бути посилання в тексті із зазначенням її номера.

Таблиці нумерують арабськими цифрами наскрізно або в межах кожного розділу (в цьому разі номер таблиці складається з номера розділу та порядкового номера таблиці в цьому розділі, відокремлених крапкою).

Назва таблиці має відображати її зміст, бути конкретною та стислою.

Назву таблиці друкують з великої літери і розміщують над таблицею з абзацного відступу.

Таблиці треба заповнювати за правилами, які відповідають ДСТУ 1.5 «Національна стандартизація. Правила розроблення, викладання та оформлення національних нормативних документів».

Приклад

Таблиця 5.1

Результати розрахунків розмірного ланцюга

Позначення ланки	Номінальний розмір, мм	Квалітет	Допуск, T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення, ES , мкм	Нижнє відхилення, EI , мкм	Середина поля допуску, ES , мкм
A_{Δ}	0	—	68	—	+34	-34	0
\bar{A}_1	172	10	160	JS	+80	-80	0
$\bar{A}_2 = K$	0,5	—	608	—	+180	-428	-124
\bar{A}_3	85,5	10	140	JS	+70	-70	0
\bar{A}_4	4	10	48	h	0	-48	-24
\bar{A}_5	30	—	200	—	0	-200	-100
\bar{A}_6	53	10	120	JS	+60	-60	0

Примітка

Таблиця 5.1 – позначення таблиці (перша таблиця п'ятого розділу).

Результати розрахунків розмірного ланцюга – назва таблиці.

Посилання

У тексті можна робити посилання на структурні елементи роботи та інші джерела. У разі посилання на структурні елементи роботи зазначають номери розділів, підрозділів, пунктів, підпунктів, позицій переліків, рисунків, формул, рівнянь, таблиць, додатків.

Посилаючись, треба використовувати вирази:

Приклад

«... у розділі 4 ...», «... див. 2.1...», «... відповідно до 2.3 ...», «... (рисунок 1.3) ...», «... відповідно до таблиці 3.2 ...», «... згідно з формулою (3.1) ...», «... у рівняннях (1.23) — (1.25) ...», «...(додаток Г) ...».

Дозволено в посиланні використовувати загальноприйняті та застандартовані скорочення згідно з ДСТУ 3582 «Інформація та документація. Бібліографічний опис. Скорочення слів і словосполучень українською мовою».

Приклад

«.. згідно з рис. 2.6 ...», «... див. табл. 3.3 ...» тощо.

Посилання на джерело інформації, наведене в переліку джерел посилання, рекомендовано подавати як номер у квадратних дужках, за яким це джерело зазначено в переліку джерел посилання.

Приклад

«... у роботах [3 — 7]. », «... у довідниках [4, 6] ...»,

2.2 ВИМОГИ ДО ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ

Графічну частину розрахунково-графічної роботи оформлюють у вигляді робочого кресленика деталі, заданої викладачем.

Робочий кресленик деталі виконують за допомогою графічного редактора, за вибором студента, на аркушах паперу формату А3 (297х40 мм) або А4 (210х297 мм).

Робочий кресленик деталі слід виконувати з дотриманням вимог ЄСКД (стандартів, що входять до єдиної системи конструкторської документації) та ОСТ (галузевих стандартів авіаційної промисловості) - (ДСТУ ISO 128-1 [4], ОСТ 108.001.11 [31], ОСТ 3-2630 [32]).

Для заданої деталі необхідно розробити робочий кресленик, на якому мають бути зображені та позначені наступні елементи:

- **види, виносні елементи** (ДСТУ ISO 128-30 [5], ДСТУ ISO 128-34 [6]), та **розрізи** (ДСТУ ISO 128-40 [7], ДСТУ ISO 128-44 [8], ДСТУ ISO 128-50 [9]) – кількість має бути мінімальною, але достатньою. для повного визначення геометричної форми деталі;
- **розміри та граничні відхилення** (ДСТУ ГОСТ 2.307 [14], ДСТУ ISO 129-1 [10], ДСТУ ISO 1660 [11]) – наносять розміри всіх елементів деталі, що визначають їх форму та розміри, що визначають взаємне розташування елементів;
- **бази чи система баз** (ДСТУ ISO 5459 [12]);
- **допуски на форму і взаємне розташування поверхонь** (ДСТУ ГОСТ 2.308 [15], ДСТУ ISO 1101 [3]);
- **шорсткість поверхонь** (ГОСТ 2.309 [17]) – вказують допустимі значення мікронерівностей поверхонь, що обмежують деталь;
- **технічні вимоги та текстові написи** (ДСТУ ГОСТ 2.104 [13], ОСТ 1 02504 [30]):
 - **матеріал** деталі (ОСТ 1 00021 [18]) – найменування матеріалу, марка та номер стандарту, його характеристики;
 - **невказані граничні відхилення лінійних та кутових розмірів** (ОСТ 1 00022 [19]);
 - **допуски форми та розташування поверхонь, що не вказані** індивідуально на поверхні (ОСТ 1 00022 [19]);
 - **інші технічні вимоги** до деталі.

Рекомендована література до розділу 2

1. ДСТУ 3008:2015. Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання.
2. ДСТУ 8302:2015. Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання.
3. ДСТУ ISO 1101:2009. Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Геометричні допуски. Допуски форми, орієнтації, розташування та биття.
4. ДСТУ ISO 128-1:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 1. Передмова та покажчик понять стандартів ISO серії 128.
5. ДСТУ ISO 128-30:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 30. Основні положення про види.
6. ДСТУ ISO 128-34:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 34. Види на машинобудівних креслениках.
7. ДСТУ ISO 128-40:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 40. Основні положення про розрізи та перерізи.
8. ДСТУ ISO 128-44:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 44. Розрізи та перерізи на машинобудівних креслениках.
9. ДСТУ ISO 128-50:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 50. Основні положення про зображення розрізів і перерізів.
10. ДСТУ ISO 129-1:2007. Кресленики технічні. Проставлення розмірів і допусків. Частина 1. Загальні принципи.
11. ДСТУ ISO 1660:2014 Кресленики технічні. Проставляння розмірів і допусків профілів.
12. ДСТУ ISO 5459:2009. Кресленики технічні. Геометричні допуски. Бази та системи баз геометричних допусків.
13. ДСТУ ГОСТ 2.104:2006. Єдина система конструкторської документації. Основні написи.
14. ДСТУ ГОСТ 2.307:2013. Єдина система конструкторської документації. Нанесення розмірів і граничних відхилів.
15. ДСТУ ГОСТ 2.308:2013. Єдина система конструкторської документації. Зазначення допусків форми та розміщення поверхонь.
16. ДСТУ ГОСТ 7.1:2006. Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання.
17. ГОСТ 2.309-73. Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей.
18. ОСТ 1 00021-78. Термическая и химико-термическая обработка деталей. Группы контроля.
19. ОСТ 1 00022-80. Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанные на чертеже.
20. ОСТ 1 02504-84. Типовые формулировки изложения технических требований на чертежах.
21. ОСТ 108.001.11-81. Порядок применения стандартов единой системы конструкторской документации.
22. ОСТ 3-2630-92. Применение стандартов ЕСКД на предприятиях департамента.

Розділ 3.

ЗАВДАННЯ

ДО РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

3.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Метою виконання розрахунково-графічної роботи є закріплення теоретичних положень, набуття практичних навичок з нормування точності типових з'єднань та елементів механізмів авіаційної техніки, з призначення допусків розмірів, посадок, допусків форми, розташування та шорсткості, ознайомлення з основними методами розрахунків, прищеплення навичок користування довідниковими матеріалами та стандартами та виконання креслеників згідно до вимог чинних стандартів.

Завданням для розрахунково-графічної роботи є складальний кресленик вузла механізму авіаційної техніки з поясненням його роботи та вихідними даними.

Розрахунково-графічна робота складається з розрахункової та графічної частини. Кількість та зміст розділів розрахункової частини можуть бути змінені викладачем. У будь-якому випадку зміст розрахунково-графічної роботи повинен бути погоджений з викладачем.

Для виконання завдання необхідно вміти користуватися чинними стандартами та довідниковою технічною літературою. Для вирішення задач можуть бути використані будь-які літературні джерела, основані на застосуванні актуальних стандартів.

3.1.1 Права та обов'язки керівника та студента [6]

Керівник зобов'язаний:

- підготувати та видати студенту завдання на розрахунково-графічну роботу з початку навчального семестру;
- видати студенту рекомендації щодо необхідної літератури, довідкових матеріалів, джерел Інтернет тощо;
- контролювати реалізацію календарного плану виконання роботи;
- на консультаціях з'ясовувати стан виконання роботи, обговорювати зі студентами проблемні моменти;
- перевіряти виконання роботи;
- у разі невиконання студентом рекомендацій щодо виправлення помилок, зазначати це під час захисту студентом роботи.

Студент зобов'язаний:

- своєчасно отримати від керівника завдання та графік виконання роботи;
- регулярно надавати керівнику матеріали для перевірки;
- самостійно виконувати індивідуальну роботу;
- відповідати за правильність прийнятих рішень, обґрунтувань, розрахунків, якість оформлення роботи;
- дотримуватися графіка виконання роботи;
- у встановлений термін подати роботу для перевірки керівнику і після усунення його зауважень повернути керівнику для проведення захисту.

Керівник має право:

- здійснювати загальне керівництво роботою;
- перевіряти виконання роботи частинами та в цілому.

Студент має право:

- користуватися інформаційною базою кафедри для підготовки роботи; отримувати консультації керівника;
- звертатися (в усній або письмовій формі) до лектора, керівництва кафедри відносно порушення його прав.

3.1.2 Вихідні дані до розрахунково-графічної роботи

Завдання до розрахунково-графічної роботи містить:

- складальний кресленик вузла механізму авіаційної техніки;
- короткий опис роботи механізму;
- складальний кресленик окремого вузла механізму авіаційної техніки;
- опис роботи окремого вузла механізму;
- інформацію щодо особливостей характеру з'єднання деталей вузла;
- рекомендації щодо призначення посадок;
- індивідуальне завдання з початковими даними:
 - коефіцієнт збільшення розмірів – k ;
 - радіальна сила, що діє на підшипник, (кН) – R ;
 - клас точності підшипника (один з варіантів) – $N / 0 / 6 / 5 / 4$;
 - перевантаження, % (один з варіантів) – $120 / 150 / 200 / 300$;
 - граничні відхилення замикальної ланки, мкм – верхнє та нижнє;
- скорочений перелік стандартів до виконання роботи.

Нижче наведено 31 варіант завдань до розрахунково-графічної роботи до яких входить:

- складальний кресленик вузла механізму авіаційної техніки;
- короткий опис роботи механізму;
- складальний кресленик окремого вузла механізму;
- опис роботи окремого вузла механізму із зазначенням особливостей характеру з'єднання деталей вузла та рекомендаціями щодо призначення посадок;
- таблиця початкових даних;
- скорочений перелік стандартів до виконання роботи.

3.1.3 Типові механізми авіаційної техніки

3.1.3.1 Трансмсія вертольотів

Трансмсія вертольота – це сукупність агрегатів і вузлів, призначених для передачі крутного моменту від двигуна (двигунів) до гвинта (гвинтів) [11].

Конструкція і компоновка трансмісії значною мірою залежать від схеми вертольота та кількості, типу і розташування двигунів. Найбільш поширеними є наступні конструктивні схеми вертольотів [4]:

- одногвинтова співвісна – реактивний момент несучого гвинта компенсується моментом рульового гвинта у хвостовій частині вертольота (рис. 3.1, а [12]);
- двогвинтова співвісна – два гвинти встановлено на одній осі, і вони обертаються у різних напрямках (рис. 3.1, б [21]);
- двогвинтова поздовжня – один гвинт розміщений у передній частині фюзеляжу, а другий – у задній частині на різній висоті (рис. 3.1, в [13]);
- двогвинтова поперечна – два гвинти розташовані симетрично по боках фюзеляжу (рис. 3.1, г [17]).



а) одногвинтова з рульовим гвинтом, Ми-8



б) двогвинтова співвісна, Sikorsky S-97 Raider



в) двогвинтова поздовжня, Boeing CH-47 Chinook



г) двогвинтова поперечна, В-12 (Ми-12)

Рис. 3.1 – Схеми вертольотів

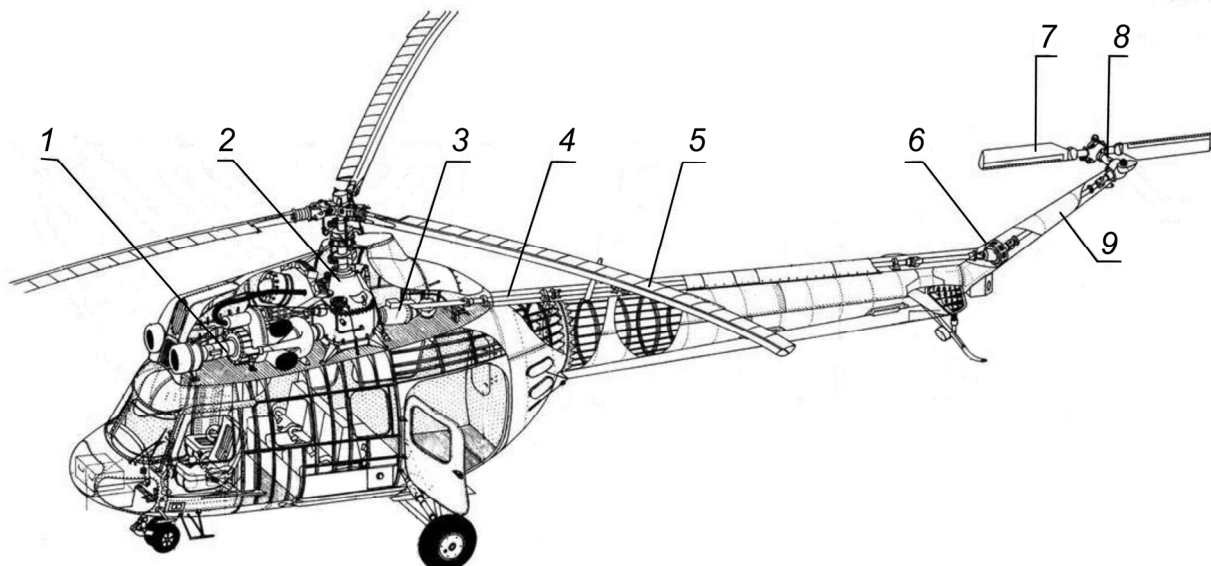
Залежно від злітної маси, яка є одним з найважливіших чинників під час проектування виробів, розрізняють вертольоти надлегкі, легкі, середні та надважкі (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Класифікація вертольотів за масою

Масова категорія	Надлегкий	Легкий	Середній	Важкий	Надважкий
Злітна маса, т	до 1,5	1,5 ... 6	6 ... 25	25 ... 100	понад 100
Типи вертольотів	Ка-8 Ка-10 Ка-15М Ка-18 Ми-34М	Ми-1 Ми-2 Ка-26 Ка-126	Ми-4 Ми-8 Ка-25К Ка-32	Ми-6 Ми-10 Ми-10К Ми-26	В-12

Вертольоти з одним несучим гвинтом та одним рульовим гвинтом у хвостовій частині (одноговинтової співвісної схеми) є найбільш поширеними. За цією схемою створено вертольоти Ми-1, Ми-2, Ми-4, Ми-6, Ми-8. Основні типові елементи трансмісії вертольотів одноговинтової схеми з рульовим гвинтом наведено на рис. 3.2 [20].



- | | |
|-------------------------------|------------------------|
| 1 – газотурбінний двигун | 6 – проміжний редуктор |
| 2 – головний редуктор | 7 – рульовий гвинт |
| 3 – генератор змінного струму | 8 – хвостовий редуктор |
| 4 – хвостовий вал трансмісії | 9 – хвостова балка |
| 5 – несучий гвинт | |

Рис. 3.2 – Схема вертольота Ми-2Т

Головний редуктор 2 передає потужність від одного чи двох двигунів 1 на несучий гвинт 5 вертольота з заданим числом обертів. Від головного редуктора обертання передається через хвостовий трансмісійний вал 4 до проміжного редуктора 6, далі через трансмісійний вал до хвостового редуктора 8, а від нього – до рульового гвинта 7. Головний редуктор передає обертання не лише на несучий та хвостовий гвинти, а й на приводи різних агрегатів вертольота – генератор, насос, датчики тощо. Хвостовий вал трансмісії вертольота передає крутний момент від головного редуктора до хвостового редуктора.

Проміжний редуктор 6 призначений для зміни напрямку осі обертання трансмісійних валів відповідно до конструкції хвостової балки 9. Передаточне відношення редуктора дорівнює одиниці.

Хвостовий редуктор 8 або редуктор рульового гвинта призначений для передачі потужності на рульовий гвинт 7, зниження частоти обертання до заданої величини та зміни осі обертання на 90° . У цьому редукторі розміщується також механізм керування кроком рульового гвинта, що складається з ланцюгової і гвинтової передачі. Механізм забезпечує одночасну однозначну зміну кутів установки лопатей гвинта вертольота.

3.1.3.2 Механізм випуску і прибирання закрилок літака

На крилі літака розміщена система рухомих пристроїв (передкрилків, щитків, закрилок, елеронів тощо (рис. 3.3). Вони призначені для керування підйомною силою і опором літака головним чином для поліпшення його злітно-посадкових характеристик.

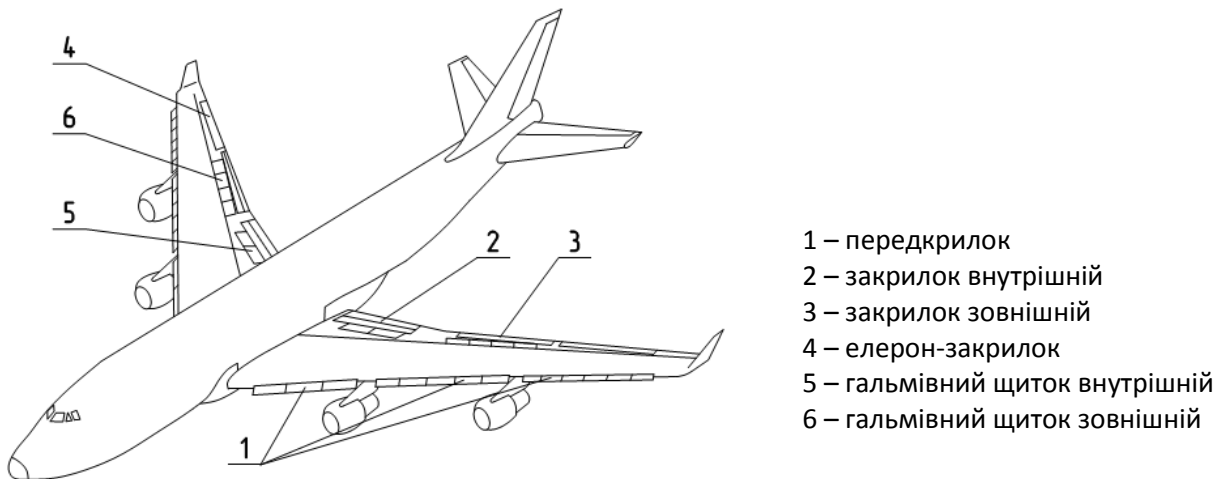


Рис. 3.3 – Схема розташування рухомих елементів крила літака

Закрилок – це профільована рухома частина крила, розташована в хвостовій частині, яка відхиляється вниз для збільшення підйомної сили крила [10]. Система керування закрилком призначена для випускання та прибирання закрилок і складається з системи переміщення закрилок, механічної частини – трансмісії і гвинтових підйомників та системи сигналізації.

Трансмісія закрилок передає крутний момент від гідравлічного рульового приводу 7 (рис. 3.4) до підйомників 4 і 6 та забезпечує синхронний випуск і прибирання закрилок на правій та лівій консолях крила [1]. Трансмісія прокладена вздовж несучих елементів крила 1.

Вали трансмісії мають трубчасту конструкцію і з'єднані між собою, а також з редукторами і підйомниками шліцьовими наконечниками і карданами. Кардани виключають вигин і заклинювання трансмісії під час деформації крила і служать при цьому для компенсації взаємних переміщень агрегатів.

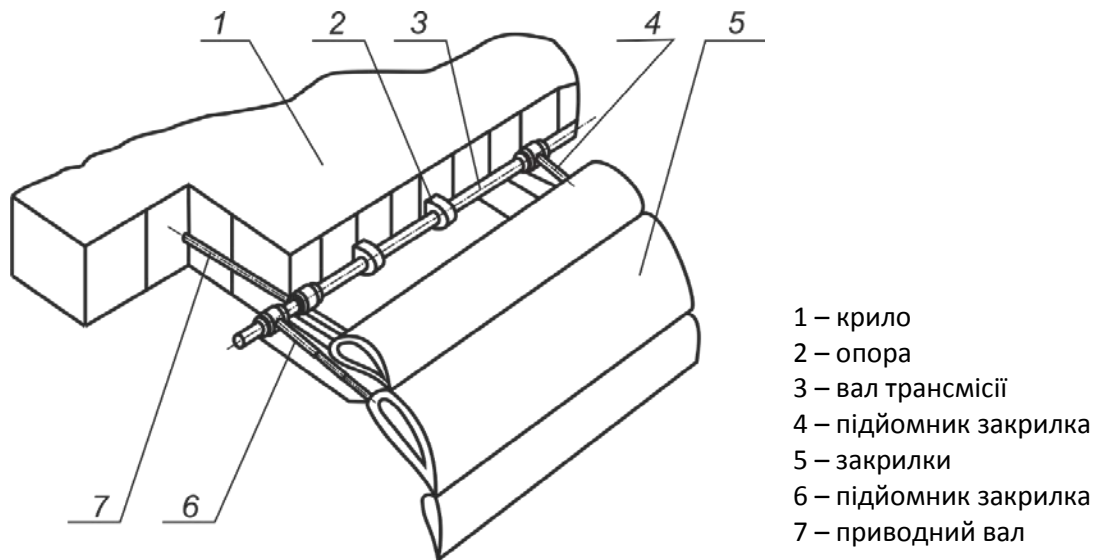


Рис. 3.4 – Схема керування закрилком літака Ту-154

Підйомники закрилків служать для переміщення закрилків, перетворюючи обертання трансмісії у поступальний рух закрилка. Підйомники внутрішніх і зовнішніх закрилків, а також підйомники передкрилків мають аналогічну конструкцію. Опори 2 призначені для підтримки валів трансмісії і являють собою кронштейни з підшипниками та елементами фіксації вала.

3.1.3.3 Механізм зміни кута установки стабілізатора літака

Оперення літака являє собою несучі поверхні, призначені для забезпечення поздовжньої і шляхової стійкості та керованості літака [10]. Вертикальне оперення включає киль 1 і кермо напрямку 2, а горизонтальне оперення – стабілізатор 3 і кермо висоти 4 (рис. 3.5). Горизонтальне оперення призначене для забезпечення поздовжньої стійкості, тобто у вертикальній площині, а вертикальне оперення – для забезпечення шляхової стійкості, тобто у горизонтальній площині.

Стабілізатор – це частина горизонтального оперення, яка призначена для забезпечення спільно з кермом висоти поздовжньої стійкості літака в польоті [10]. У процесі експлуатації, наприклад, у літака Ту-154 застосовуються два положення стабілізатора: основне (польотне) і злітно-посадкове [1].

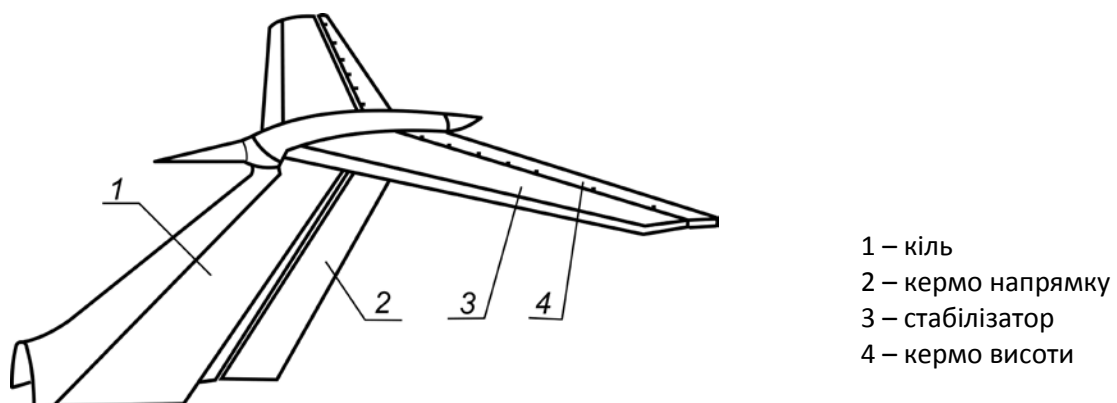


Рис. 3.5 – Хвостове оперення літака Ту-154

Система зміни кута установки стабілізатора літака включає електромеханізм, підйомник стабілізатора, елементи кріплення та індикатор положення стабілізатора

Електромеханізм 1 (рис. 3.6) складається з електродвигунів та комутаційних пристроїв (редуктора, сумуючого диференціала, фрикційної муфти) і приводить в обертання вихідний вал пристрою [1].

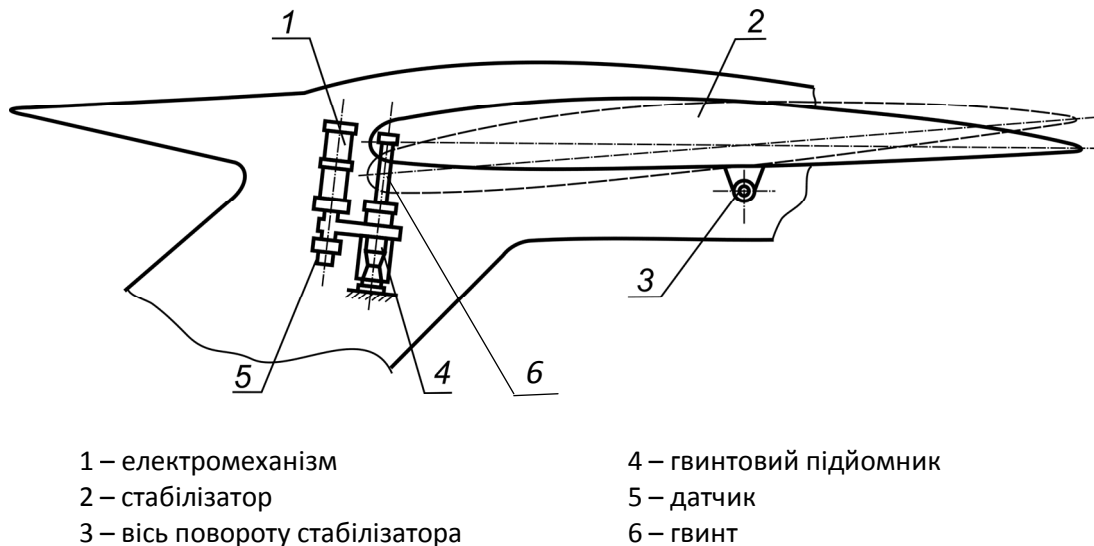


Рис. 3.6 – Схема системи зміни кута установки стабілізатора літака Ту-154

Підйомник стабілізатора 4 призначений для перетворення обертання вихідного вала електромеханізму 1 у зворотно-поступальний рух гвинта для відхилення стабілізатора 2 відносно нерухомої осі 3. Гвинтовий підйомник встановлено за допомогою кронштейна на нерухомій частині кіля. Гвинт підйомника за допомогою болта з'єднано з кронштейном, закріпленим на передній частині рухомого стабілізатора 2. Гвинт підйомника, переміщуючись в гайці, відхиляє стабілізатор.

3.1.3.4 Механізм керування стрілоподібністю крила літака

Під час зльоту та посадки доцільно застосовувати літальні апарати з прямим крилами або з малою стрілоподібністю. Така форма крила забезпечує високий коефіцієнт підйомної сили, малу довжину розбігу. Проте із збільшенням швидкості польоту різко підвищується коефіцієнт лобового опору, що робить неможливим їх застосування на великих швидкостях. Для зниження лобового опору, особливо при надзвукових швидкостях, використовують літаки з великою стрілоподібністю крила. Але таке крило має низку недоліків, зокрема знижену несучу здатність, погіршення стійкості і керованості літального апарату, високу швидкість приземлення, велику довжину розбігу під час зльоту і після приземлення.

Для вирішення цього завдання і було розроблено крило змінюваної стрілоподібності, яке складається з поворотних консолей (частин) крила (рис. 3.7). Кожному режиму польоту відповідають оптимальні кути стрілоподібності крила.

Під час зльоту і посадки поворотні консолі за допомогою механізму повороту встановлюють у положення мінімального кута стрілоподібності, під час крейсерського дозвукового польоту вони переміщуються у деяке проміжне положення, а під час польоту на надзвуковій швидкості встановлюються у положення максимального кута стрілоподібності.

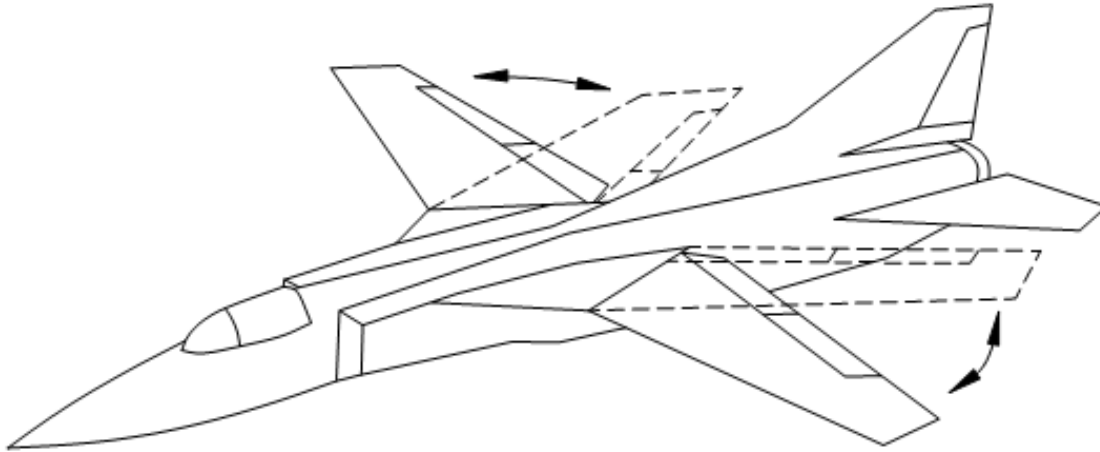
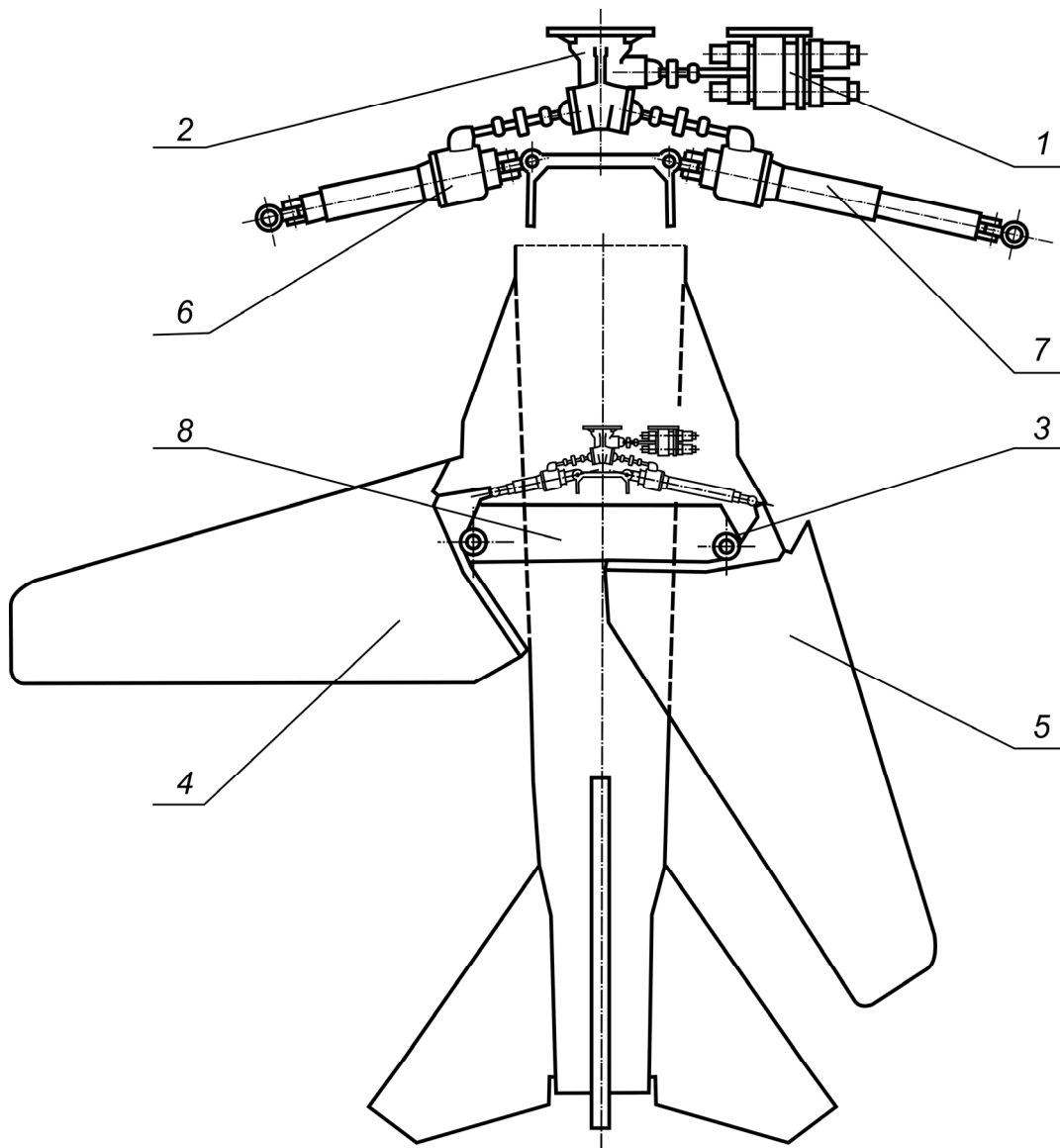


Рис. 3.7 – Схема зміни стрілоподібності крила

До механізму керування стрілоподібністю крила висуваються високі вимоги щодо синхронності кутових переміщень лівої і правої консолей крила, оскільки це суттєво впливає на керованість літального апарату.

Схему механізму керування стрілоподібністю крила наведено на рис. 3.8 [16]. Від гідромотора 1 обертання передається на роздавальний двоступінчастий конічний редуктор 2, у якого два вихідних вала обертаються з однаковою кутовою швидкістю. Від вихідних валів редуктора обертання через карданні вали передається на гвинтові підйомники 6 і 7. Корпус підйомників закріплено на силовій балці 8 центроплана, а рухомі вали гвинтових механізмів через елементи кріплення з'єднано відповідно з лівою і правою поворотними консолями 4 і 5 крила.

Обертання гайки підйомника відносно закріпленого ходового вала призводить до його поступального переміщення, яке й приводить у дію поворотний механізм 3 консолей крила. На рис. 3.8 гвинтовий кульковий перетворювач 6 (гвинтовий підйомник) зображено в положенні, коли він прибраний (крило має найменшу стрілоподібність), а кульковий перетворювач 7 – у випущеному положенні, при цьому крило має найбільшу стрілоподібність.

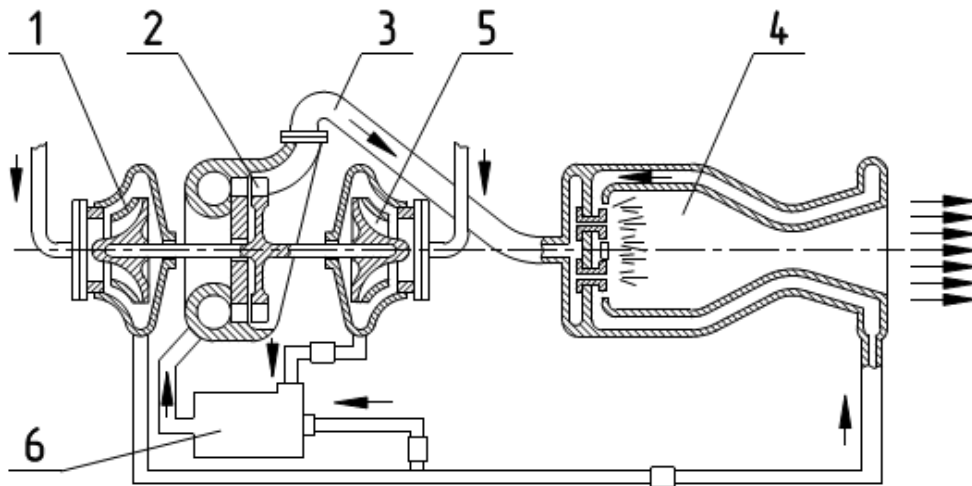


- | | |
|---------------------------|--|
| 1 – гідромотор | 5 – права консоль крила |
| 2 – редуктор роздавальний | 6 – гвинтовий кульковий перетворювач (прибраний) |
| 3 – вузол повороту | 7 – гвинтовий кульковий перетворювач (випущений) |
| 4 – ліва консоль крила | 8 – силова балка центроплана |

Рис. 3.8 – Схема механізму зміни стрілоподібності крила МиГ-23

3.1.3.5 Центробіжний насос

На літальних апаратах використовують газові турбіни у якості газотурбінних стартерів, у турбонасосних агрегатах рідинних ракетних двигунів (РРД), у прямоточних повітряно-реактивних двигунах. Для ефективного спрацювання великого теплоперепаду при помірних обертах робочого колеса часто турбіни виконують з двома ступенями швидкості. У потужних рідинних ракетних двигунах турбіни турбонасосних агрегатів працюють при невеликих перепадах тиску. У цих ракетних двигунах газ після турбіни допалюється у камері згоряння двигуна, і турбіна працює за закритою схемою (рис. 3.9) [5].



- | | |
|---|--------------------------|
| 1 – насос для палива | 4 – камера згоряння РРД |
| 2 – активна газова турбіна | 5 – насос для окислювача |
| 3 – газопровід від турбіни до камери згоряння | 6 – газогенератор |

Рис. 3.9 – Схема турбонасосного агрегату в рідинному ракетному двигуні

Конструкція центробіжного насоса у розрізі наведена на рис. 3.10 [14]. Центробіжне колесо встановлено на валу насоса, який обертається у радіальних підшипниках кочення [2]. На валу додатково встановлено шнек. Шнек підвищує тиск на вході у центробіжне колесо для забезпечення його роботи у безкавітаційному режимі. Корпус насоса має конічний дифузор, завиток і підвідний патрубок. Стик між корпусом та кришкою ущільнено алюмінієвим кільцем. Кришка має кронштейн для кріплення до корпусу насоса.

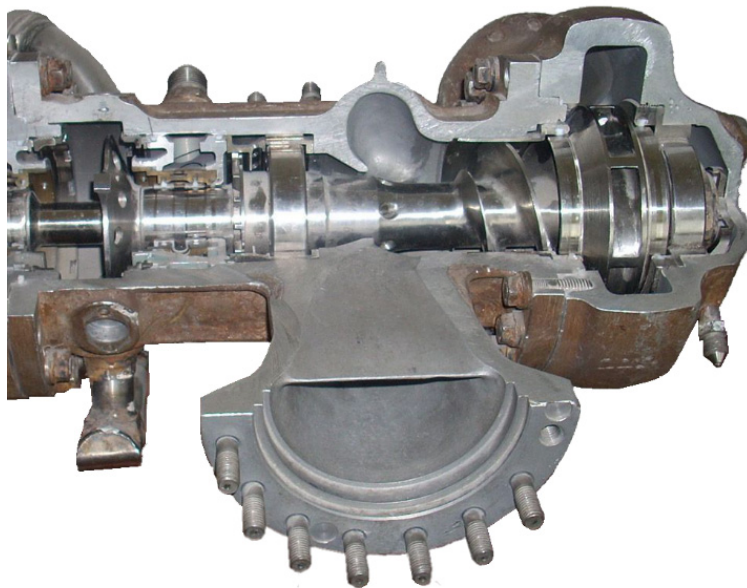


Рис. 3.10 – Конструкція центробіжного насоса

3.2 КОНІЧНО-ЦИЛІНДРИЧНИЙ ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ЛЕГКОГО ВЕРТОЛЬОТА

Головний редуктор призначений для передачі потужності та обертального руху від двигуна до несучих та рульових гвинтів вертольота з частотою обертання, необхідною для їх ефективної роботи, а також для приведення у дію різних агрегатів вертольота (див. п. 3.1.3.1). У якості прототипу було використано елементи конструкції головного редуктора вертольота Ми-2 [19]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 37.

Корпус 1 редуктора виконано з магнієвого сплаву, він має оброблені фланці та розточки. Зверху корпус закритий литою кришкою 2, яка служить також опорою для валів редуктора. Кришку на корпусі центрують по циліндричних штифтах 3 та закріплюють болтами 4.

Вхідний вал-шестерня 5 отримує обертання від двигуна через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем (втулку на кресленику не показано) та передає його за допомогою конічної передачі на конічне зубчасте колесо 6, встановлене на проміжному валу-шестерні 7. Далі вал-шестерня 7 передає крутний момент на циліндричне зубчасте колесо 8, встановлене на вихідному валу 9.

Вхідний вал 5, проміжний 7 та вихідний 9 є порожнистими. Вони встановлені на підшипниках кочення 10, 11 і 12, відповідно, які сприймають радіальне та осьове навантаження. Оскільки корпус 1 та кришку 2 редуктора виготовлено з магнієвого сплаву, то з метою запобігання деформування посадкових поверхонь, підшипники розміщують у нерухомих сталених стаканах 13. Осьовий зазор підшипників регулюють шліцьовими гайками 14 із заданим зусиллям затягування та фіксують стопорними шайбами з лапкою. Підшипникові вузли стягуються кришками 15 для захисту від пилу та зовнішніх впливів. Кришки 15 насаджують на шпильки 16 і затягують гайками 17 зі стопорними шайбами.

Для запобігання витіканню мастила з корпусу на кінцях валів 5 і 9 у гніздах кришок встановлено ущільнювачі 18 манжетного типу. У нижній частині вертикальних валів 7 і 9 встановлено масловідбивальні кільця 19, які обертаються разом з валами. Мастило, що витікає з корпусу, потрапляє на відбивальне кільце і відцентровою силою відкидається у порожнину корпусу. Для подачі мастильного матеріалу до конічних підшипників 10 встановлена струминна форсунка 20. Мастило дозовано подається у форсунку і через два отвори-жиклери, розташовані в нижній частині форсунки, спрямовується на тіла кочення підшипників. Потім мастило стікає у нижню частину корпусу редуктора.

У верхніх кришках редуктора передбачені різьбові конічні отвори для заливання мастила, а в нижніх – отвори для його зливання.

Нижче наведено шість варіантів завдань. Три з них є вузлами, взятими безпосередньо зі складального кресленика головного редуктора вертольота:

- вузол вхідного вала;
- вузол проміжного вала;
- вузол вихідного вала.

Ще три варіанти є модифікацією вузлів цього ж редуктора:

- підшипниковий вузол вхідного вала;
- підшипниковий вузол проміжного вала;
- підшипниковий вузол вихідного вала.

До кожного з вказаних варіантів наведені описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.11 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

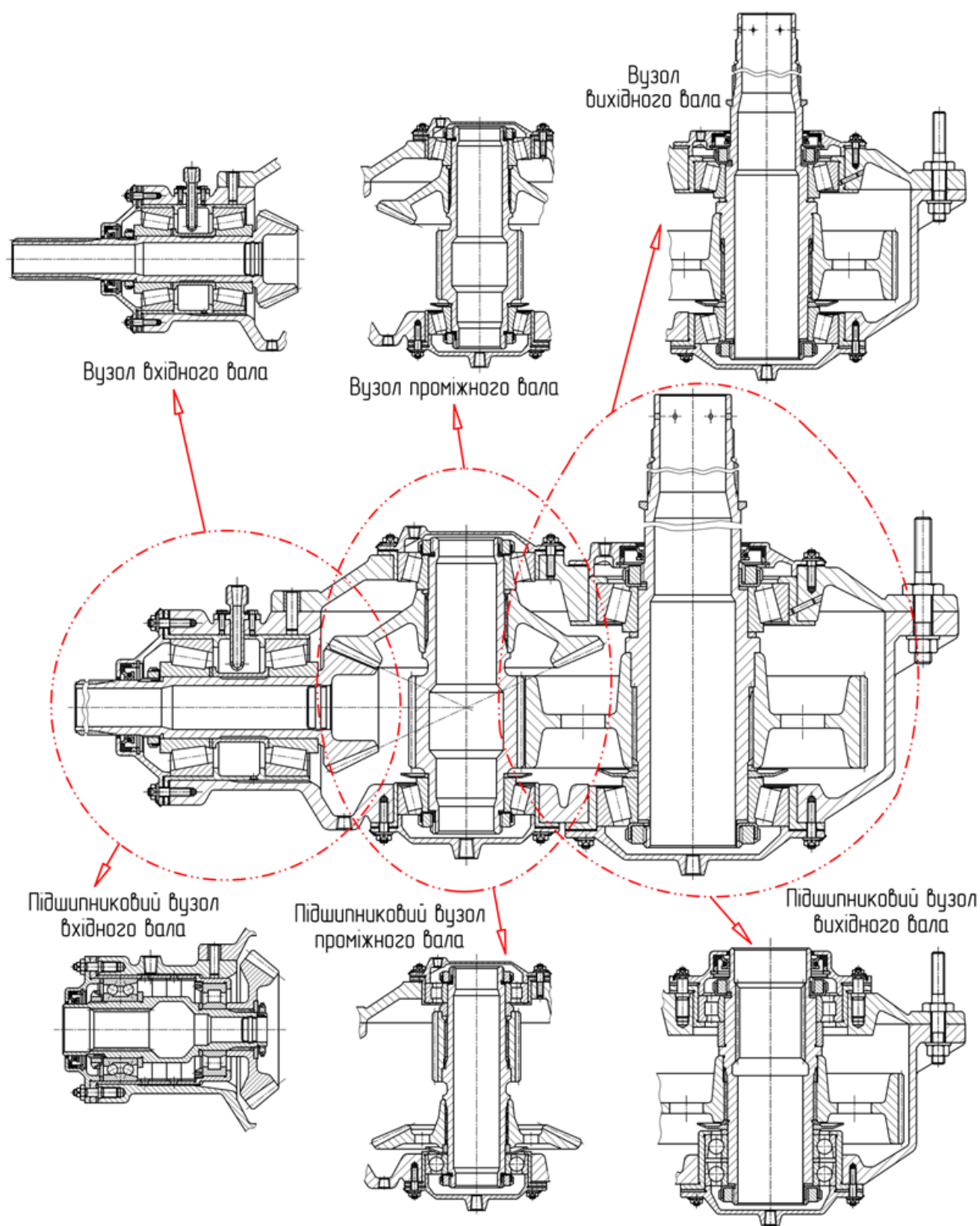
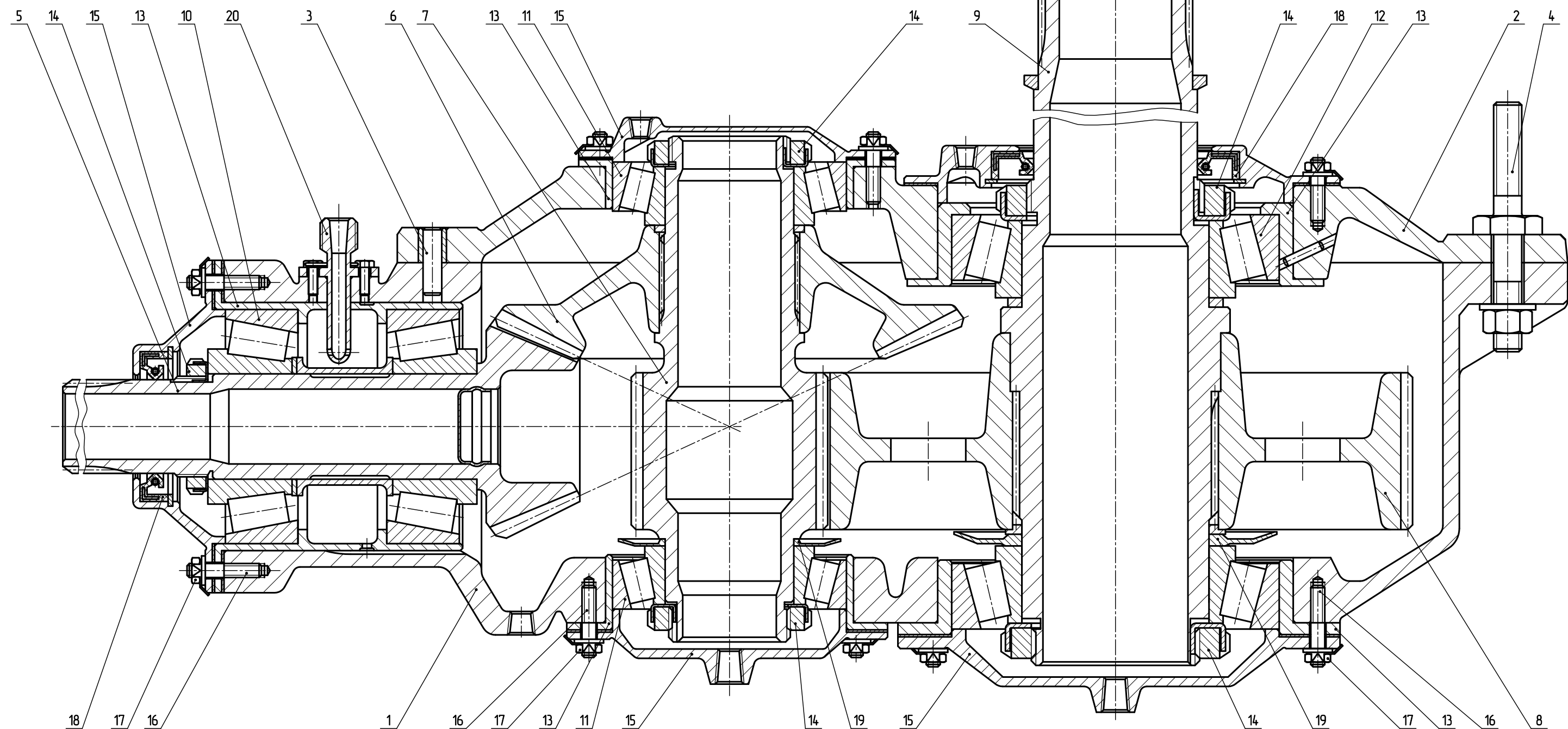


Рис. 3.11 – Схема розташування вузлів у редукторі



КОНІЧНО-ЦИЛІНДРИЧНИЙ ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ЛЕГКОГО ВЕРТОЛЬОТА

Кафедра КМ

Варіант 1

ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 35 – 37.

Вхідний порожнистий вал-шестерню 1 встановлено у двох роликових конічних однорядних підшипниках 2. Лівий кінець вала має шліцьову ділянку з евольвентим профілем, а правий являє собою зубчасту шестерню, що зачіпляється з конічним зубчастим колесом, встановленим на проміжному валу. Підшипники змонтовано у сталевому стакані 3, який розміщено у розточці корпусу 4 редуктора.

Посадка стакана 3 в корпус має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакана в межах зазору (або його перекид) негативно впливає на повноту контакту зубів коліс. Необхідно також передбачити можливість осьового переміщення стакана відносно корпусу для регулювання положення зубчастого вінця за допомогою компенсаторних прокладок, встановлених між стаканом 3 та корпусом 4.

Для регулювання зазорів у конічних підшипниках 2 та обмеження переміщення деталей, встановлених на валу 1, служить кругла гайка 5 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні. Різьба гайки – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру. Для упередження самовідгвинчування гайки її стопорять багатолапчастою шайбою 6 з внутрішньою лапкою.

Посадка дистанційної втулки 7 на валу 1 має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу втулки. Точність з'єднання кільця 8 з валом 1 невисока, посадка має забезпечити повне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей – втулки 7 та підшипника кочення 2.

Підшипниковий вузол для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 9, яку закріплено за допомогою шпильок 10 та гайок 11. Різьба з'єднань – метрична. Під час вибору посадок шпильок з корпусом та гайками необхідно врахувати, що на різьбову поверхню деталей нанесено шар захисного покриття. Стопоріння шпильок у корпусі здійснюється клеєм, а гайок на шпильках – стопорними шайбами.

У гнізді кришки 9, для запобігання витікання мастила з корпусу, розміщено ущільнювач 12 манжетного типу. Для надійної роботи ущільнювача, його вісь має збігатися з віссю обертання вала-шестерні 1. Точність центрування кришки 9 у стакані 3 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнення.

На корпусі 4 за допомогою штифтового з'єднання центрують кришку 13. Штифт 14 запресовано в отвір корпусу 4 та з'єднано з кришкою через втулку 15, запресовану в отвір кришки 13. Кришку 13 періодично знімають під час регламентного обслуговування вузла.

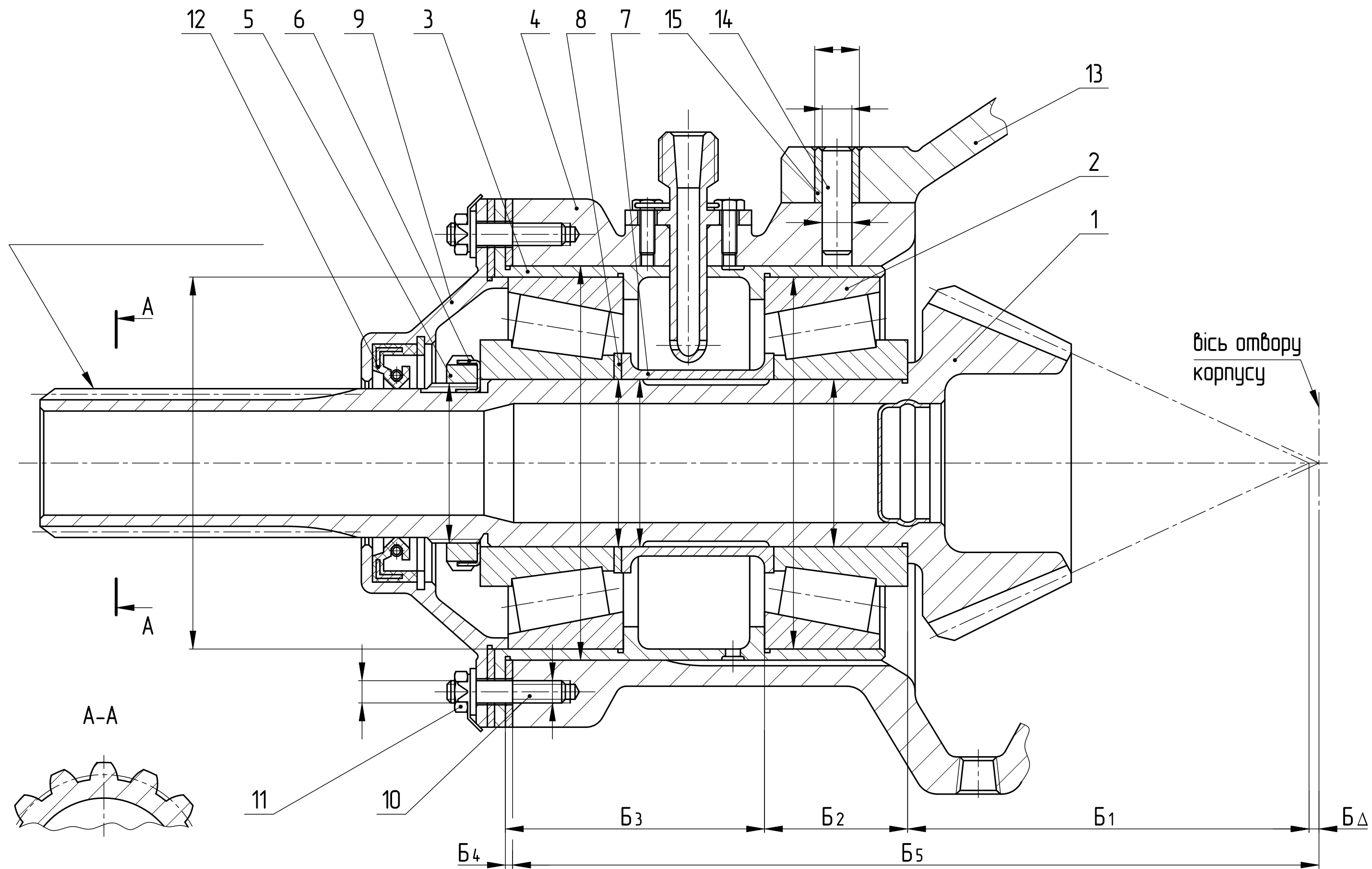
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса вала-шестерні 1 відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_4) – набору прокладок, що встановлюють між торцями стакана 3 та корпусу 4 редуктора.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 63	± 80	± 90

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
3. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
4. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
5. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
6. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
7. ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
8. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
9. ОСТ 1 11118-73 Втулки для запрессовки. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеем.
12. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
13. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
14. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 1	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					40

Варіант 2

ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 35 – 37.

Проміжний порожнистий вал-шестерню 1 встановлено у двох роликівих конічних однорядних підшипниках. Нижній підшипник 2 змонтовано у стакані 3, який розміщено в розточці корпусу 4, а верхній підшипник 5 – у стакані 6, який розміщено у кришці 7 редуктора. Під час вибору посадки стаканів 3 і 6 в отвори корпусу і кришки необхідно врахувати, що наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала-шестерні 1, що призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Підшипникові вузли для захисту від потрапляння пилу всередину вузла захищені кришками 8 і 9, які закріплено шпильками 10 та гайками 11. Різьба з'єднань – метрична. Під час вибору посадок шпильок з корпусом, кришкою та гайками необхідно врахувати, що на різьбову поверхню деталей нанесено шар захисного покриття. Стопоріння шпильок у корпусі здійснюється клеєм, а гайок на шпильках – стопорними шайбами.

Під час призначення посадки кришок 8 і 9 у стакани 3 і 6 потрібно забезпечити легке складання та невисоку вартість обробки кришки.

На валу-шестерні 1 встановлено конічне зубчасте колесо 12 з шліцьовим отвором евольвентного профілю. Базування зубчастого колеса здійснюється по циліндричному пояску вала в нижній частині колеса та центрувальному кільцю 13 у верхній частині колеса. Точність центрування кільця 13 на валу-шестерні 1 та конічного зубчастого колеса 12 на валу-шестерні та кільці – висока, оскільки наявність значних радіальних зазорів негативно впливає на плавність роботи та надійність передачі.

Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

У нижній частині редуктора на валу-шестерні 1 встановлено маслорозподільне кільце 14, яке обертається разом з валом. Точність центрування маслорозподільного кільця – середня.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 1 здійснюється за допомогою круглих гайок 15 і 16 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби.

Регулювання зазорів у конічних підшипниках виконують за допомогою прокладок між кришками 8 і 9 та стаканами 3 і 6. Точність осьового положення конічного зубчастого колеса 12 досягається компенсаторними прокладками, які встановлено між фланцями стакана і корпусу.

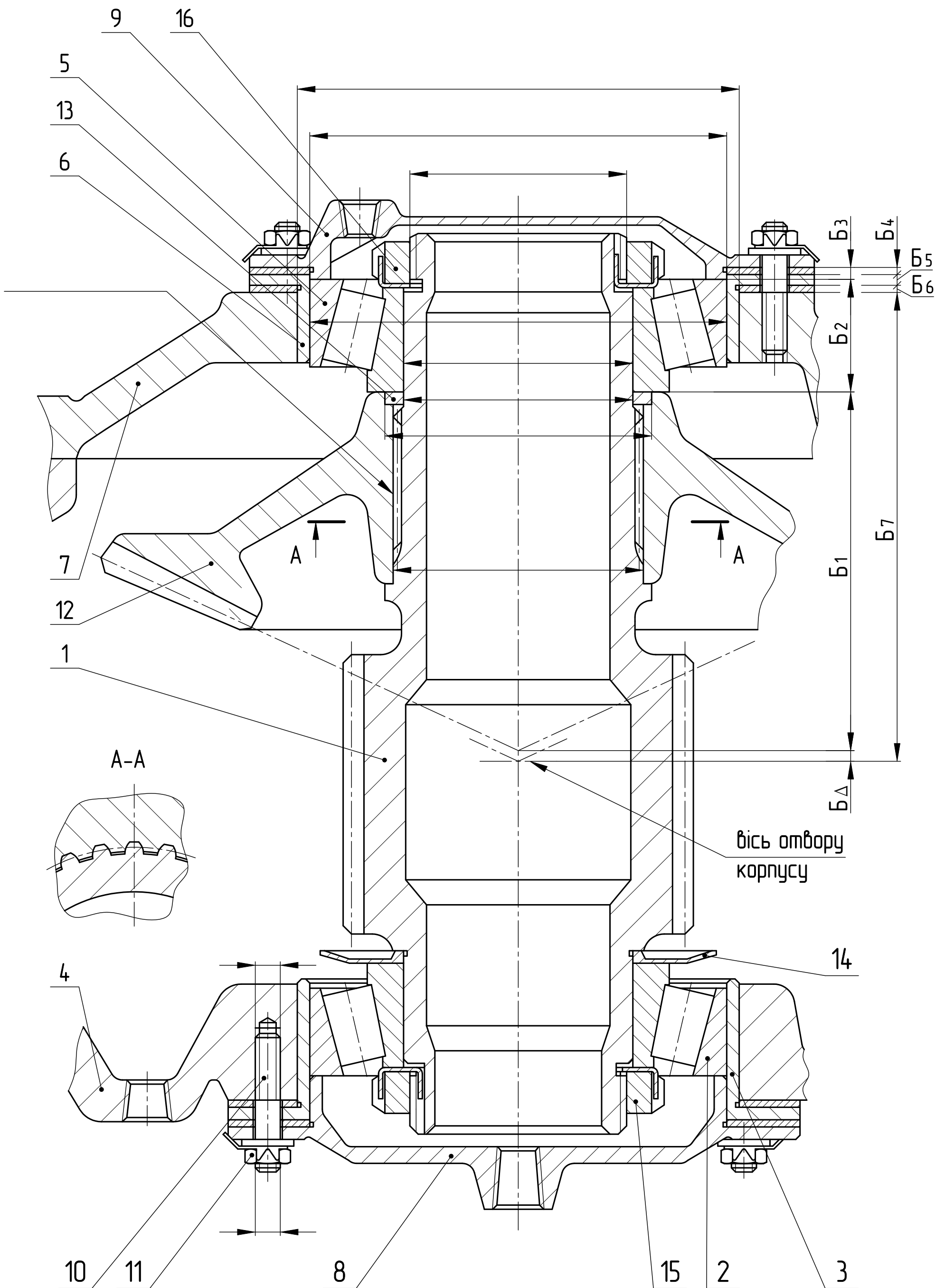
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини діляльного конуса. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_6) – набору прокладок між торцями стакана 6 та кришки 7.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 38	± 63	± 80	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
3. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
4. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
5. ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
6. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
7. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
8. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
9. ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеем.
10. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
11. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
12. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 2	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник 43
------------	-----------	-------	-------------------	------	-------------

Варіант 3

ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 35 – 37.

Вихідний порожнистий вал 1 встановлено у двох роликових конічних однорядних підшипниках 2 і 3. Нижній підшипник 2 змонтовано у стакані 4, який розміщено у посадковому отворі корпусу 5 редуктора, а верхній підшипник 3 – у стакані 6, який розміщено у розточці кришки 7. Посадки стаканів 4 і 6 у корпусі та кришці мають забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальні зміщення стаканів у межах зазорів негативно впливають на повноту контакту зубів коліс.

Вузол нижнього підшипника 2 закрито кришкою 8. Призначення кришки 8 – захист деталей вузла від зовнішніх впливів. Призначаючи посадку кришки 8 у стакан 4, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

У гнізді верхньої кришки 9 розміщено ущільнювач 10 манжетного типу, який має щільно прилягати до вала без перекосів для недопущення витікання мастила з корпусу. Точність центрування кришки 9 має бути задовільною, оскільки її зміщення в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнення.

Кришки 8 і 9 закріплено за допомогою шпильок 11 та гайок 12. Різьба з'єднань – метрична. Під час призначення посадок шпильок у глухі різьбові отвори корпусу і кришки та шпильок з гайками необхідно врахувати, що на деталі наносять захисні покриття, а під дією вібрацій та зусиль вони не повинні розгвинчуватись. Стопоріння шпильок у корпусі здійснюється клеєм, а гайок на шпильках – стопорними шайбами.

Положення стакану 6 відносно кришки 7 редуктора фіксують трьома штифтами 13. Штифти мають щільно пройти через отвори в стакані та кришці і забезпечувати нерухомість з'єднання під час роботи.

На валу 1 встановлено циліндричне зубчасте колесо 14 з шліцьовим отвором евольвентного профілю. Базування зубчастого колеса на валу здійснюється по двох циліндричних поверхнях. У верхній частині колесо безпосередньо посаджене на вал, а в нижній частині його встановлено на центрувальному кільці 15. Посадки центрувального кільця 15 на вал 1 та зубчастого колеса 14 на вал 1 і центрувальне кільце 15 мають забезпечити високу точність центрування, оскільки наявність значних зазорів негативно впливає на якість роботи зубчастої передачі.

Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

У нижній частині редуктора на валу 1 встановлено масловідбивальне кільце 16, яке обертається разом з валом. Точність центрування масловідбивального кільця – середня. Між торцевою поверхнею вала 1 та верхнім підшипником 3 встановлено опорне кільце 17. Точність з'єднання кільця з валом невисока, посадка має забезпечити повне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу 1 здійснюється за допомогою круглих гайок 18 і 19 з шліцями на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби.

Регулювання осьових зазорів у конічних підшипниках виконують за допомогою компенсаторних прокладок, що встановлюють між кришкою 8 та стаканом 4.

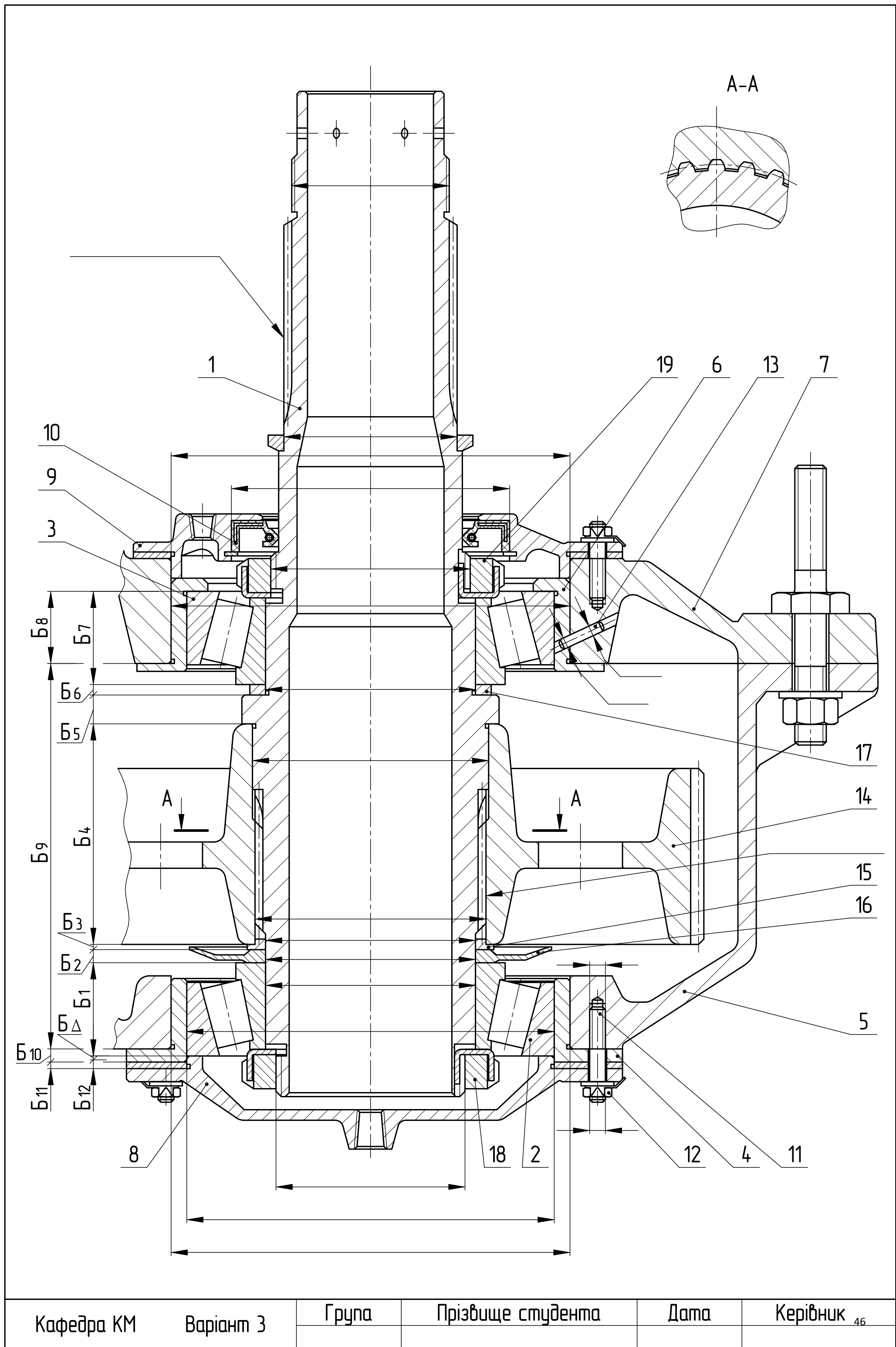
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між підшипником 2 та торцем кришки 8. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_{11}) – набору прокладок між торцями кришки 8 та стакана 4.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,1}_{+0,2}$	$0^{+0,16}_{+0,30}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
3. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
4. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
5. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
6. ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
7. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
8. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
9. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеем.
11. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
12. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
13. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 3	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					46

Варіант 4 **ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 35 – 37.

Порожнистий вхідний вал 1 отримує обертання від двигуна через шліцьовий отвір з евольвентним профілем та передає його до конічного зубастого колеса 2. Вал змонтовано у двох підшипниках кочення, ліва шийка вала – у кульковому радіально-упорному дворядному підшипнику 3, а права шийка – у роликовому радіальному підшипнику 4 з короткими циліндричними роликами.

Корпус 5 виготовлено з литого магнієвого сплаву. Для захисту посадкової поверхні корпусу від деформації під дією зусиль, що виникають у процесі роботи, підшипники встановлено в сталевому стакані 6. Посадка стакана 6 у корпус 5 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакана в межах зазору (або його перекіс) негативно впливає на повноту контакту зубів конічних зубчастих коліс.

Конічне зубчасте колесо 2 базується по двох циліндричних поясах. З лівого боку колесо встановлено безпосередньо на циліндричну ділянку вала 1, а з правого – на центрувальне кільце 7. Посадки кільця 7 на вал 1, зубчастого колеса 2 на вал 1 та центрувальне кільце 7 мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця в зібраній передачі. Під час призначення посадок потрібно забезпечити можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни.

Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

Осьова фіксація внутрішніх кілець підшипників 3 і 4, конічного зубчастого колеса 2, центрувального кільця 7 та дистанційних кілець 8 і 9 на валу 1 здійснюється з лівого та правого боків, відповідно, шліцьовими гайками 10 і 11 зі стопорними багатопчастими шайбами. Осьову фіксацію зовнішнього кільця роликового підшипника 4 у стакані 6 виконують круглою гайкою 12 з отворами на торці під ключ, а зовнішнього кільця кулькового дворядного підшипника 3 у стакані 6 – за допомогою дистанційних кілець 13 і 14 та кришки 15.

Різьба шліцьових гайок 10 і 11, а також круглої гайки 12 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби.

Точність з'єднань кілець 8 і 9 на валу 1, а також кілець 13 і 14 у стакані 6 невисока, посадки мають забезпечити повне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Для запобігання витіканню мастила з корпусу редуктора та захисту від зовнішніх впливів лівий підшипниковий вузол закрито кришкою 15. Кришка 15 має отвір для проходу вала 1 та гніздо для розміщення ущільнювача 16 манжетного типу. Осьове переміщення ущільнювача обмежується пружним упорним плоским внутрішнім ексцентричним кільцем 17. Для надійної роботи ущільнювача, його вісь має збігатися з віссю обертання вала. Точність центрування кришки 15 у стакані 6 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Кришку 15 на корпусі 5 закріплено шпильками 18 та гайками 19. Різьба шпильок та гайок – метрична. Під час призначення посадок шпильок у глухі різьбові отвори корпусу, а також посадки шпильок з гайками необхідно врахувати, що на деталі наносять захисні покриття, а під дією вібрацій та зусиль вони не повинні розгвинчуватись. Стопоріння шпильок у корпусі здійснюється клеєм, а гайок на шпильках – стопорними шайбами.

Осьове положення конічного зубчастого колеса 2 регулюють компенсаторними прокладками 20, які встановлюють між торцями стакана 6 і корпусу 5. Для центрування кришки 21 редуктора відносно корпусу 5 застосовують штифтове з'єднання. Штифт 22 запресовано в отвір корпусу 5 та з'єднано з кришкою через втулку 23, яку також запресовано в отвір кришки 21. Кришку 21 періодично знімають під час регламентного обслуговування вузла.

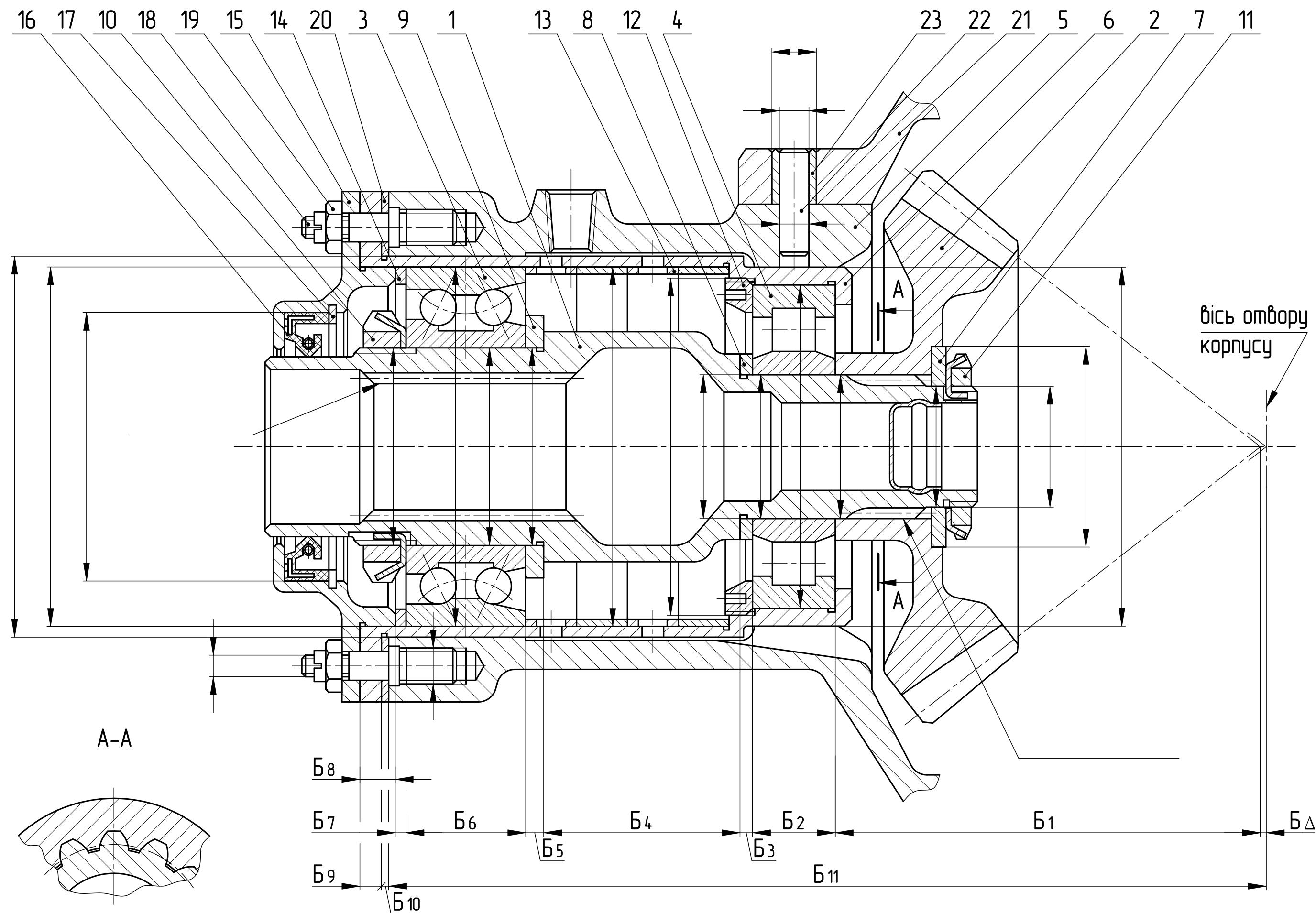
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини діляльного конуса зубчастого колеса 2 відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 20 (ланка B_{10}) – набору прокладок між торцями стакана 6 та корпусу 5.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 63	± 80	± 90

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 4252:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
2. ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
3. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
4. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 10790-85 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические для температур до 300°C. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 11118-73 Втулки для запрессовки. Конструкция и размеры.
12. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
13. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
14. ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеем.
15. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
16. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
17. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 4	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					49

Варіант 5

ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 35 – 37.

Проміжний вал 1 отримує обертання від ведучого вала через конічне зубчасте колесо 2, а далі, через циліндричне зубчасте колесо 3, передає рух до вихідного зубчастого колеса на вихідному валу (на кресленнику не показано). Порожнистий проміжний вал 1 встановлено у двох підшипниках кочення. Нижній підшипник 4 – кульковий радіально-упорний сприймає осьові та радіальні навантаження. Верхній підшипник 5 – роликовий радіальний сприймає лише радіальне навантаження з боку зубчастих коліс вузла.

Оскільки корпус 6 та кришка 7 редуктора виготовлені з магнієвого сплаву, то для запобігання деформування посадкових отворів, підшипники змонтовано у сталених стаканах 8 і 9. Посадки стаканів в отворах корпусу 6 і кришки 7 мають забезпечити високу точність центрування, оскільки радіальне зміщення стаканів у межах зазорів негативно впливають на повноту контакту зубів коліс.

У нижній частині вала 1 змонтовано конічне зубчасте колесо 2, яке знаходиться у зачепленні з ведучим конічним валом-шестернею. Базування колеса 2 відбувається по двох циліндричних поясах. У верхній частині зубчасте колесо безпосередньо встановлено на валу 1, а в нижній частині – базується по центрувальному кільцю 10. Крутний момент від конічного зубчастого колеса 2 до вала 1 передається за допомогою шліцевого з'єднання з евольвентним профілем зубів.

Аналогічним чином на валу 1 базується циліндричне зубчасте колесо 3, тобто в нижній частині центрування відбувається по циліндричному пояску вала, а у верхній частині – по центрувальному кільцю 11.

Посадки центрувальних кілець 10 і 11 на вал, а також посадки зубчастих коліс 2 і 3 на вал та центрувальні кільця мають забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на плавність роботи передач. При цьому необхідно передбачити можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду чи заміни.

У нижній частині механізму на валу 1 встановлено масловідбивальне кільце 12, яке обертається разом з валом та, завдяки відцентровій силі, відкидає мастило у порожнину редуктора. Посадка масловідбивального кільця на вал має забезпечити центрування середньої точності та можливість розбирання з'єднання.

Осьова фіксація підшипників та кілець, розміщених на валу 1 здійснюється шліцевими гайками 13 і 14 та стопорними багатолапчастими шайбами 15 і 16. Різьба шліцевих гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби.

Для захисту від зовнішніх впливів підшипникові вузли закрито кришками 17 і 18 та закріплено шпильками 19 та гайками 20. Призначаючи посадку кришок у стакани 8 і 9, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока. Різьба шпильок та гайок – метрична. Під час призначення посадок шпильок у глухі різьбові отвори корпусу і кришки та шпильок з гайками необхідно врахувати, що на деталі наносять захисні покриття, а під дією вібрацій та зусиль вони не повинні розгвинчуватись. Стопоріння шпильок у корпусі здійснюється клеєм, а гайок на шпильках – стопорними шайбами.

Осьові зазори у підшипниках регулюють прокладками 21 і 22, встановленими між торцями кришок та стаканів. Точність осьового положення конічного зубчастого колеса 2 досягається компенсаторними прокладками, які встановлено між фланцями стакана і корпусу.

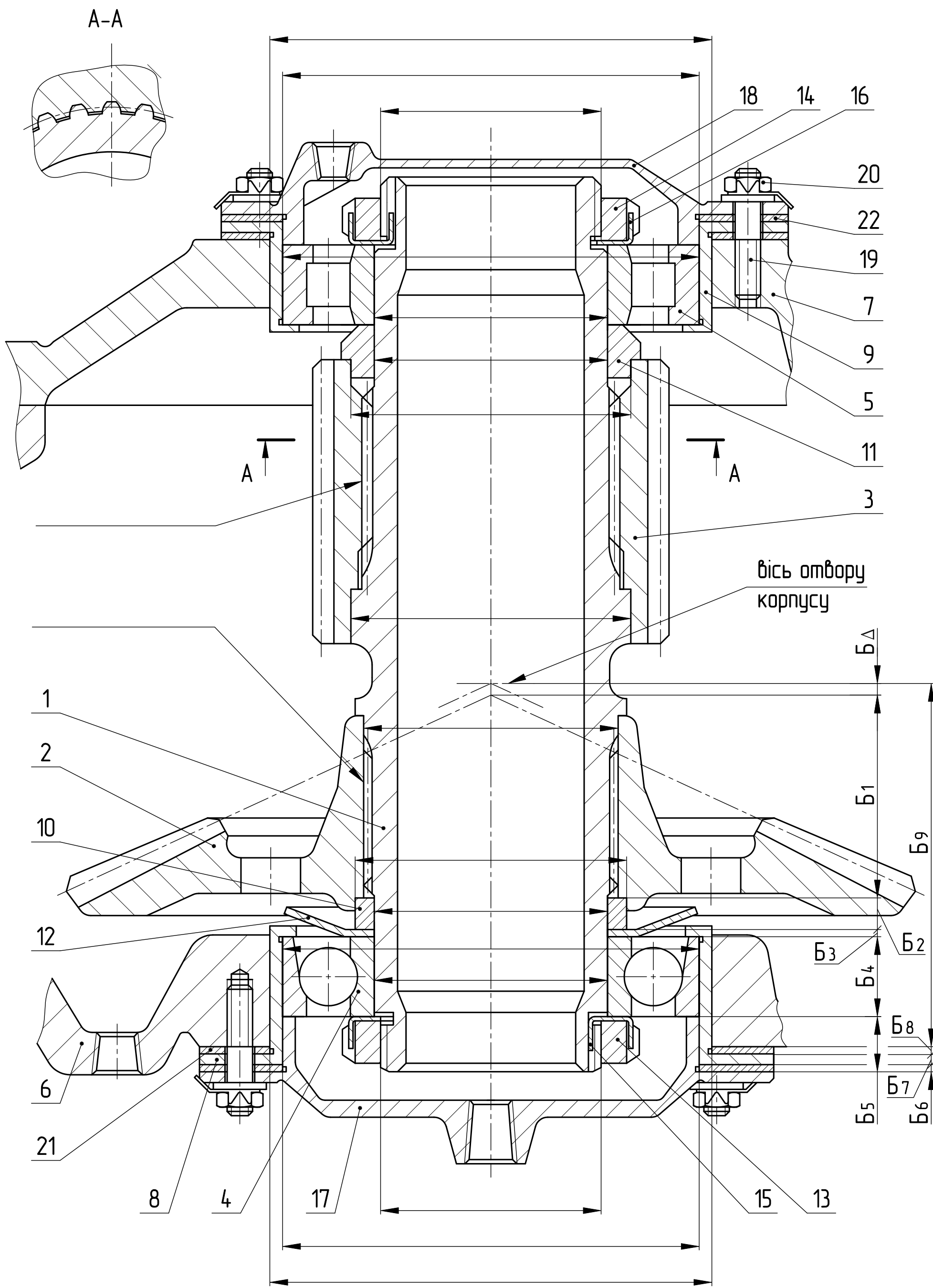
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини дільного конуса. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_8) – набору прокладок між торцями стакана 8 та кришки 17.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 831:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
2. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
3. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
4. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
5. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
6. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
7. ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
8. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
9. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеем.
12. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
13. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
14. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 5	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник 52
------------	-----------	-------	-------------------	------	-------------

Варіант 6 ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 35 – 37.

Порожнистий вихідний вал 1 редуктора змонтовано у підшипниках кочення. Нижню шийку вала встановлено у двох кулькових радіально-упорних підшипниках 2 і 3, які сприймають радіальне та осьове навантаження. Верхню шийку вала 1 встановлено у роликовому радіальному підшипнику 4, який сприймає лише радіальне навантаження.

Оскільки корпус 5 і кришка 6 редуктора є деталями тонкостінними, виготовленими з магнієвого сплаву, схильного до деформування під дією навантажень, то підшипники розміщують у сталених стаканах 7 і 8, змонтованих у розточках корпусу 5 і кришки 6 редуктора. Посадки стаканів у корпус та кришку мають забезпечити високу точність центрування, оскільки наявність зазору або перекіс деталей негативно впливають на плавність роботи зубчастих передач. Також важливо передбачити можливість осьового переміщення стаканів відносно посадкових поверхонь під час регулювання зазорів механізму.

Вал 1 отримує обертання від зубчастого колеса 9, яке знаходиться у зачепленні з зубчастим колесом проміжного вала. Для з'єднання з елементами трансмісії вертольота у верхній частині вала 1 виконано внутрішню шліцьову ділянку з евольвентним профілем зубів (парну деталь на кресленіку не показано).

Базування колеса зубчастого колеса 9 відбувається по двох циліндричних поясах. У верхній частині зубчасте колесо безпосередньо встановлено на валу 1, а в нижній частині базується по центрувальному кільцю 10. Крутний момент від конічного зубчастого колеса 2 до вала 1 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем зубів.

Посадка зубчастого колеса 9 на вал 1 та кільце 10 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця в зібраній передачі, при цьому необхідно передбачити можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

Між зубчастим колесом 9 та нижньою парою підшипників встановлено маслорозбильне кільце 11, яке обертається разом з валом та, за рахунок відцентрової сили, відкидає мастило в порожнину редуктора. Точність центрування маслорозбильного кільця 11 на валу – середня, необхідно забезпечити можливість демонтажу з'єднання.

Між підшипниками кочення, зубчастим колесом, торцевими поверхнями вала та іншими деталями встановлено дистанційні кільця 12, 13, 14. Посадки кілець на вал повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднання невисока.

Осьова фіксація підшипників і нерухомих деталей, розміщених на валу 1 здійснюється шліцьовими гайками 15 і 16 та стопорними багатолапчастими шайбами 17 і 18. Різьба шліцьових гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби.

Для захисту редуктора від зовнішніх впливів підшипникові вузли закрито кришками 19 і 20. Нижня кришка 19 – глуха, в ній передбачено лише конічний різьбовий отвір для зливання мастила. Призначаючи посадку кришки 19 у стакан 7, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока. Верхня кришка 20 має отвір для виходу вала 1 та гніздо для розміщення ущільнювача 21 манжетного

типу. Точність центрування кришки 20 у стакані 8 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Кришки 19 і 20 закріплено за допомогою шпильок 22 та гайок 23 зі стопорними шайбами з носком та підсиленою пелюсткою. Різьба з'єднань – метрична, під час вибору посадок шпильок з корпусом та гайками необхідно врахувати, що на різбову поверхню деталей нанесено шар захисного покриття, а з'єднання не повинні розкручуватись під дією навантажень та вібрації. Стопоріння шпильок у корпусі здійснюється клеєм, а гайок на шпильках – стопорними шайбами.

Регулювання осьових зазорів у кулькових радіально-упорних підшипниках 2 і 3 виконують за допомогою компенсаторних прокладок, що встановлюють між кришкою 19 та стаканом 7.

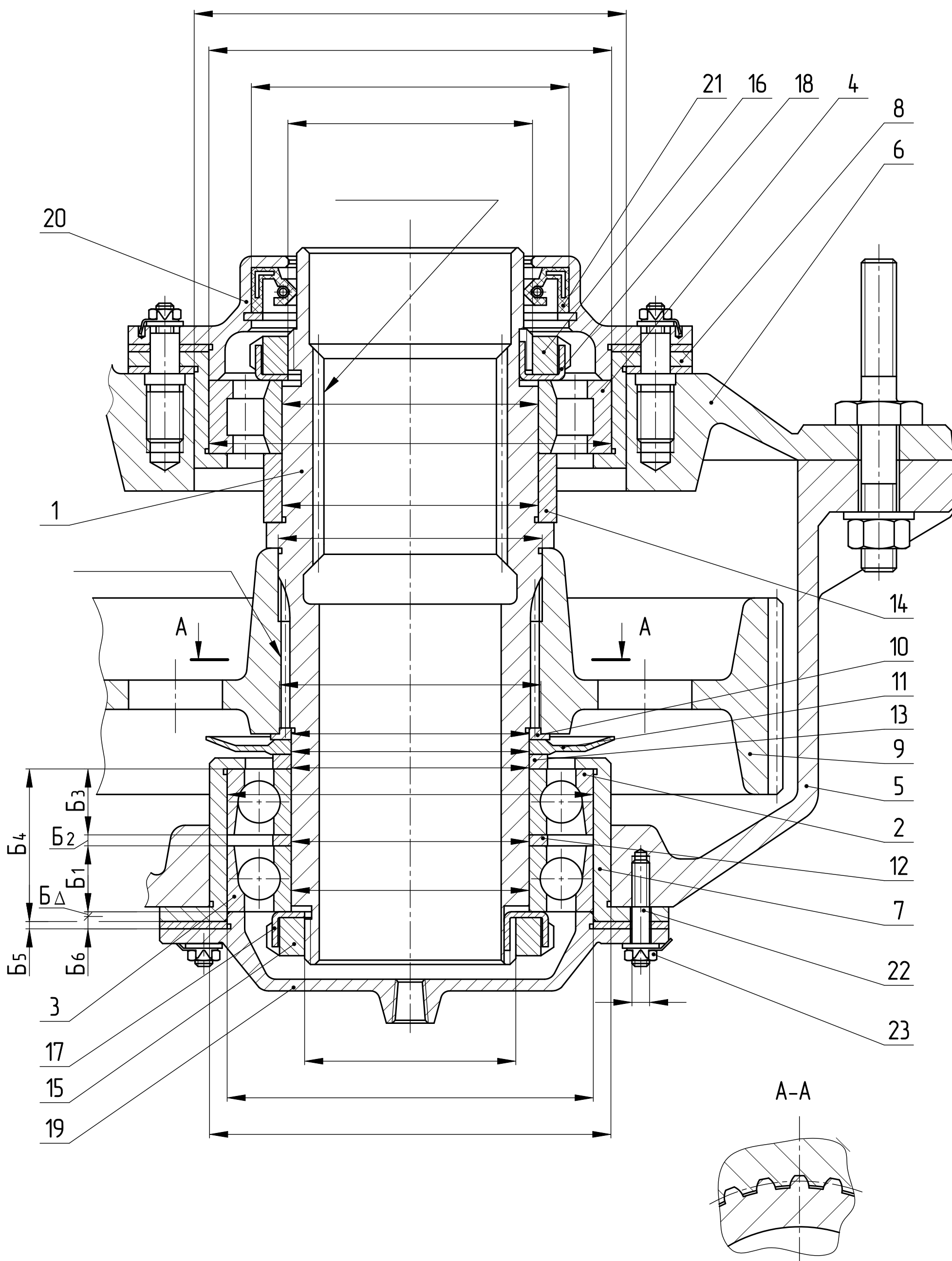
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між підшипником 3 та торцем кришки 19. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_5) – набору прокладок між торцями кришки 19 та стакана 7.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів	k			
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН	R			
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,06}_{+0,10}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,10}_{+0,20}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 831:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
2. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
3. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
4. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
12. ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеєм.
13. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
14. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
15. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 6	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>55</small>

3.3 ДВОСТУПІНЧАСТИЙ ЦИЛІНДРИЧНИЙ ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ЛЕГКОГО ВЕРТОЛЬОТА

Головний редуктор є проміжною ланкою між двигунами та несучим і рульовим гвинтами і призначений для передачі потужності та обертального руху з заданою частотою обертання (див. п. 3.1.3.1). Крім того, головний редуктор передає обертання на приводи різних агрегатів вертольота – хвостовий вал, генератор, насос тощо (на кресленику не показано). У якості прототипу було використано елементи конструкції головного редуктора легкого вертольота Ми-1 [15]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 58.

Корпус 1 редуктора виконано з магнієвого сплаву, він має оброблені фланці та розточки. Зверху корпус закритий литою кришкою 2, яка служить також опорою для валів редуктора. Кришку на корпусі центрують по циліндричних штифтах 3 та закріплюють болтами 4.

Вхідний вал-шестерня 5 отримує обертання від двигуна через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем (з'єднувальну втулку на кресленику не показано) та передає його за допомогою циліндричної косозубої передачі на циліндричне зубчасте колесо 6, встановлене на проміжному валу-шестерні 7. Обертання від зубчастого колеса 6 до вала-шестерні 7 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Далі циліндричний вал-шестерня 7 передає крутний момент на циліндричне зубчасте колесо 8, встановлене на вихідному валу 9.

Вхідний вал 5, проміжний 7 та вихідний 9 є порожнистими. Вхідний вал 5 встановлено у підшипниках кочення 10 і 11, проміжний вал 7 – у підшипниках 12 і 13, вихідний вал 9 – у підшипниках 14 і 15. Підшипники кожного вала сприймають радіальне та осьове навантаження. Оскільки корпус 1 та кришку 2 редуктора виготовлено з магнієвого сплаву, то з метою запобігання деформування посадкових поверхонь зовнішні кільця підшипників розміщують у нерухомих сталевих стаканах 16. Осьовий зазор підшипників регулюють шліцьовими гайками 17 із заданим зусиллям затягування та фіксують стопорними шайбами з лапкою 18. Підшипникові вузли стягуються кришками 19 для захисту від пилу та зовнішніх впливів. Кришки 19 насаджують на шпильки 20 і затягують гайками 21 зі стопорними шайбами.

Для запобігання витіканню мастила з корпусу на кінцях валів 5 і 9 у гніздах кришок встановлено ущільнювачі 22 манжетного типу.

У нижній частині вертикальних валів 5 і 7 встановлено масловідбивальні кільця 23, які обертаються разом з валами. Мастило, що витікає з корпусу, потрапляє на відбивальне кільце і відцентровою силою відкидається у порожнину корпусу 1.

Для подачі мастильного матеріалу до кінцевих підшипників 14 і 15 встановлена струминна форсунка 24. Мастило дозовано подається у форсунку і через два отвори-жиклери, розташованих у бічних стінках, спрямовується на тіла кочення підшипників. Потім мастило стікає у нижню частину корпусу редуктора.

У верхніх кришках редуктора передбачені різьбові конічні отвори для заливання мастила, а в нижніх – отвори для його зливання. Для запобігання витіканню мастила з редуктора через порожнистий вал 5 у нижній його частині встановлено заглушку 25.

Нижче наведено чотири варіанти завдань. Три з них є вузлами, взятими безпосередньо зі складального кресленика головного редуктора вертольота:

- вузол вхідного вала;
- вузол проміжного вала;
- вузол вихідного вала.

Ще один варіант є модифікацією вузлів цього ж редуктора:

- вузол приводу генератора.

До кожного варіанту наведені описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.12 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

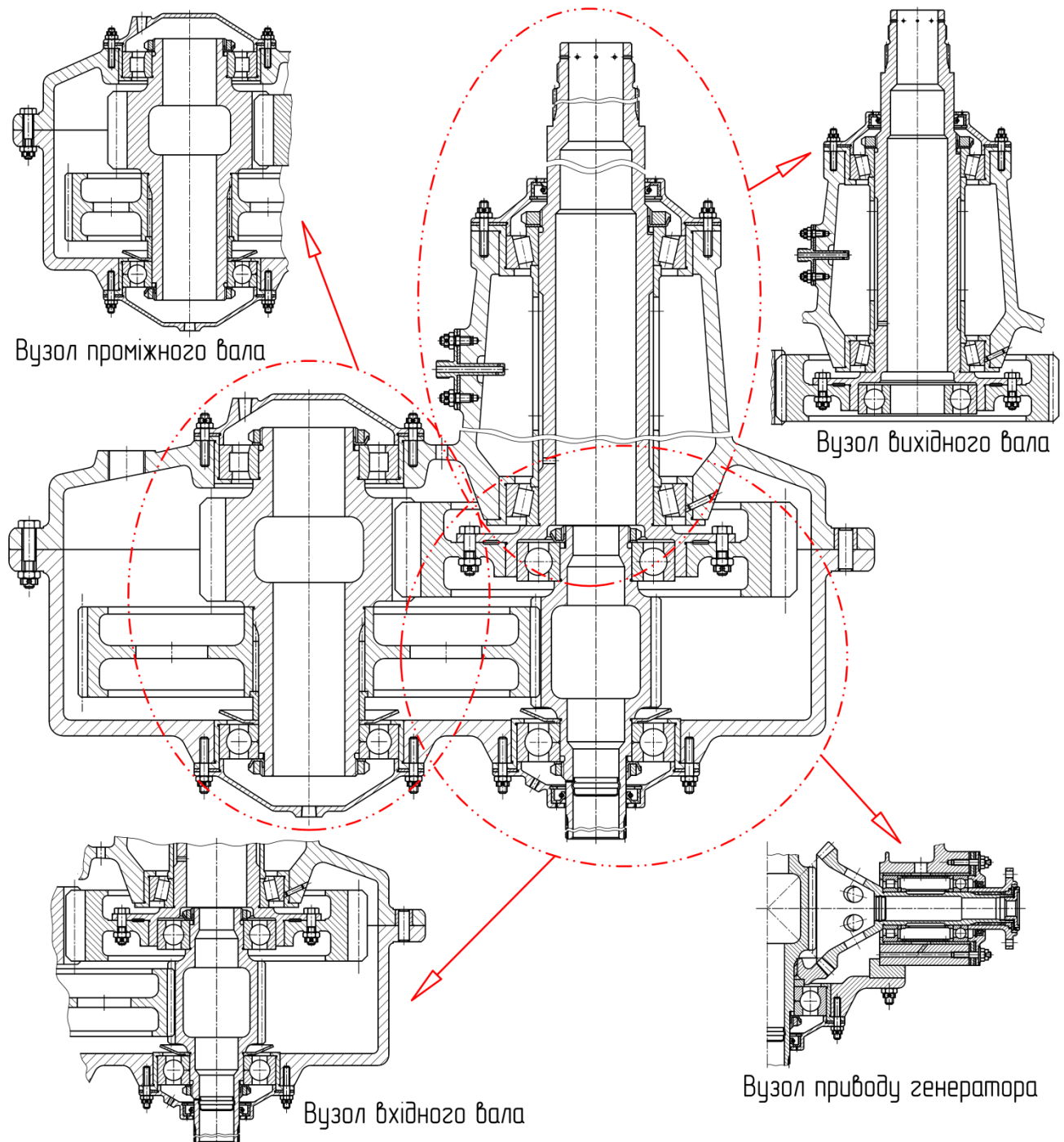
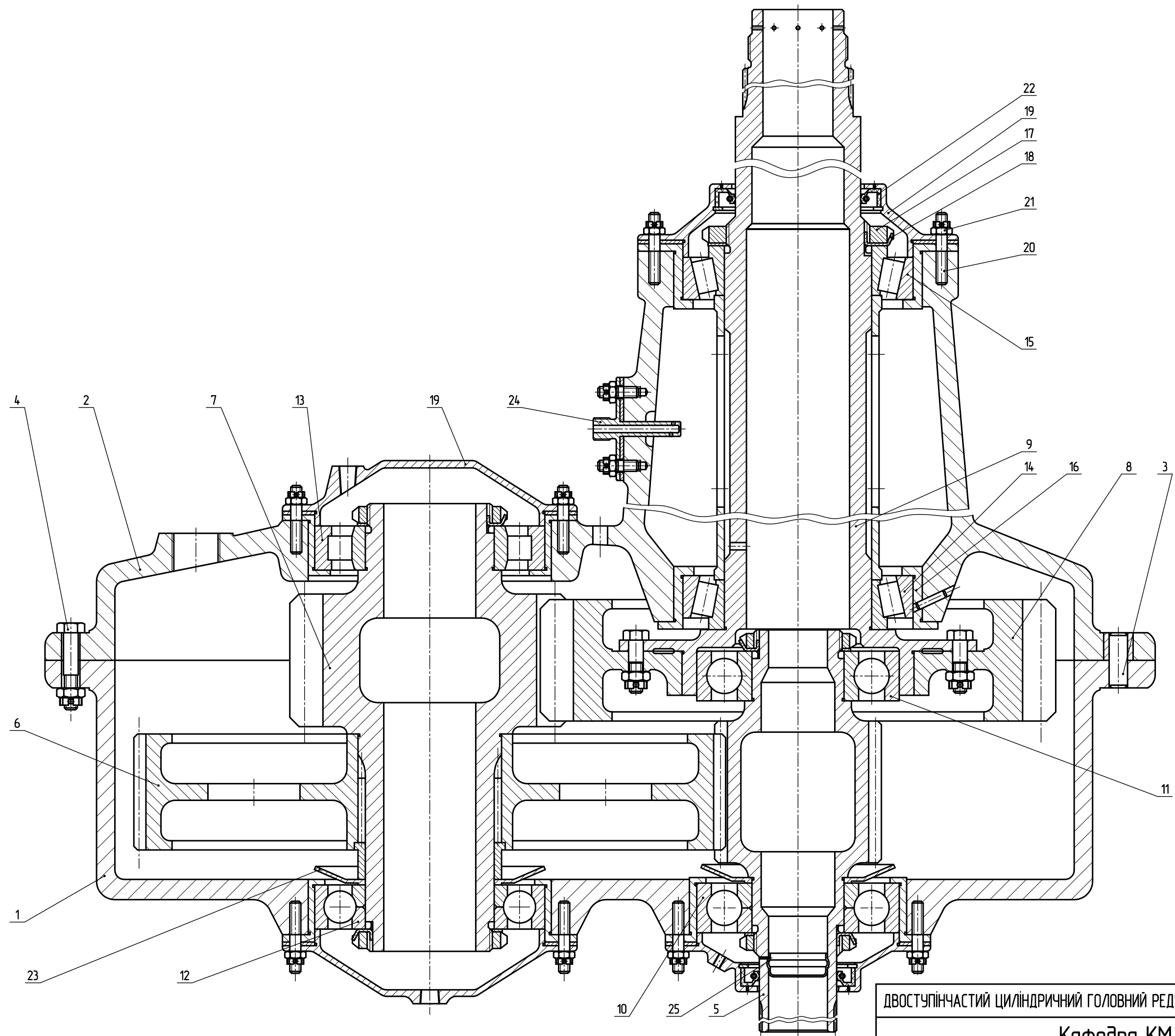


Рис. 3.12 – Схема розташування вузлів у редукторі



ДВОСТУПІНЧАСТИЙ ЦИЛІНДРИЧНИЙ ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ЛЕГКОГО ВЕРТОЛЮТА

Кафедра КМ

Варіант 7**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 56 – 58.

Вхідний порожнистий вал-шестерня 1 отримує обертання від двигуна вертольота через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем та передає його до зубчастого колеса 2, встановленого на проміжному валу. Верхньою опорою вала 1 є кульковий радіальний підшипник 3, який сприймає радіальне навантаження, а нижньою опорою – радіально-упорний підшипник 4 з розрізним внутрішнім кільцем, який сприймає радіальне навантаження, а також осьове з обох боків.

Через невисоку твердість матеріалу корпусу 5 (виготовлений з литого магнієвого сплаву) зовнішнє кільце радіально-упорного підшипника 4 неможливо встановлювати безпосередньо в корпус. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в корпус редуктора запресовано стальний тонкостінний стакан 6. Підшипниковий вузол для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 7, яку закріплено за допомогою шпильок 8 та гайок 9. У внутрішній циліндричній розточці кришки 7 встановлено гумову армовану манжету 10, яка запобігає витіканню мастила з корпусу редуктора. Точність центрування кришки 7 в отворі стакана 6 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Різьба шпильок 8 – метрична, призначаючи посадки шпильок з корпусом 5 та гайками 9 необхідно врахувати, що під час відгвинчування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд корпусу редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Верхній кульковий радіальний підшипник 3 змонтовано у розточці вихідного вала 11. На фланці вихідного вала 11 закріплено за допомогою болтів 12 ведене циліндричне зубчасте колесо 13, яке отримує обертання від проміжного вала-шестерні 14. Посадка зубчастого колеса 13 на фланці вала 11 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення зубчастого колеса в межах зазору (або його перекид) негативно впливає на плавність роботи зубчастої передачі.

У нижній частині редуктора на валу-шестерні 1 встановлено масловідбивальне кільце 15, яке обертається разом з валом. Точність центрування масловідбивального кільця – середня. Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 1 здійснюється за допомогою круглих гайок 16 і 17 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різби. Різби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

На корпусі 1 за допомогою штифтового з'єднання центрують кришку 18. Штифт 19 запресовано в отвір корпусу 1 та з'єднано з кришкою через втулку 20, запресовану в отвір кришки 18. Кришку 18 періодично знімають під час регламентного обслуговування вузла.

Регулювання осьових зазорів у підшипниках виконують за допомогою компенсаторних прокладок, що встановлюють між кришкою 7 та стаканом 6.

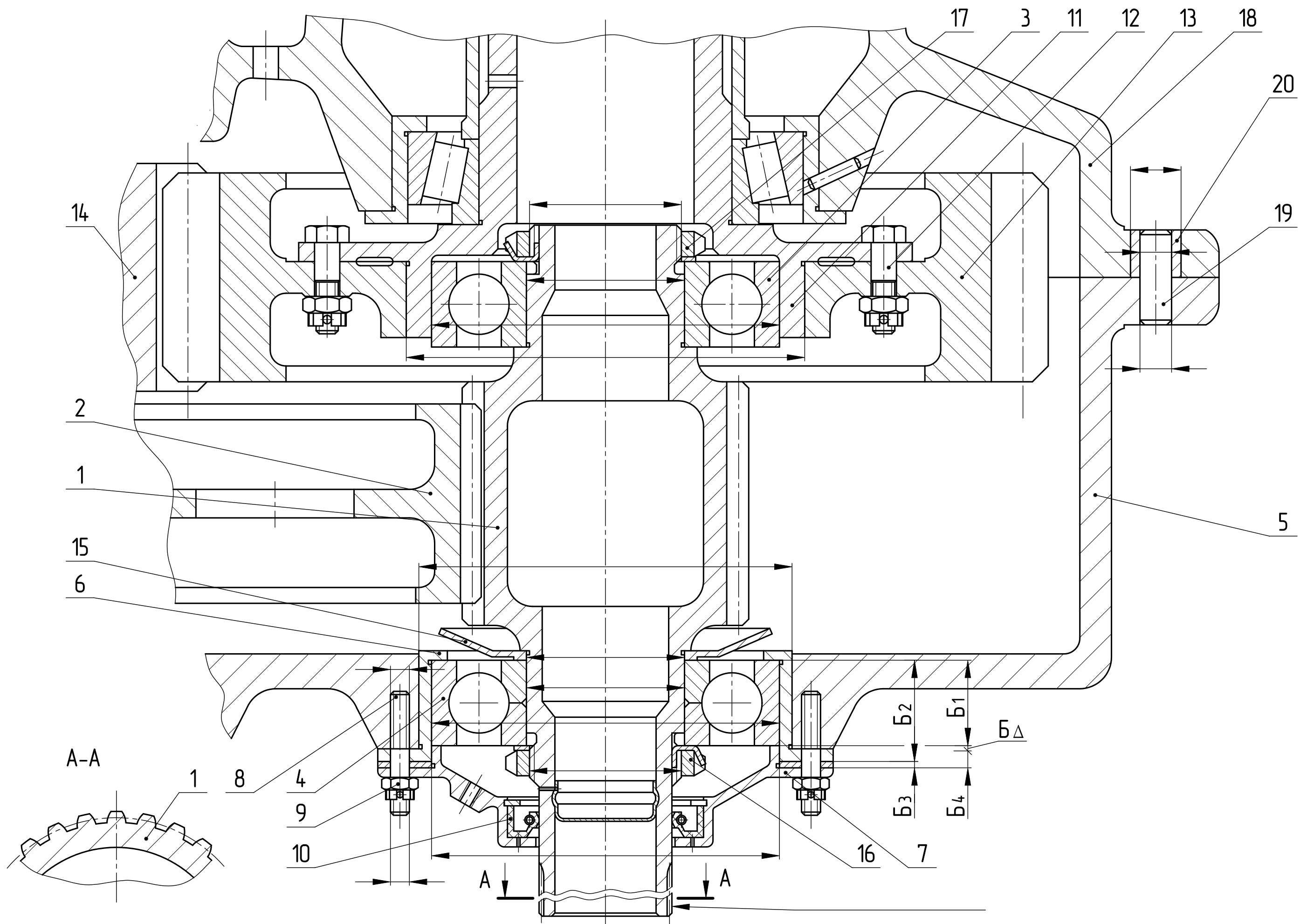
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між кульковим радіально-упорним підшипником 4 та торцем кришки 7. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_3) – набору прокладок між торцями кришки 7 та стакана 6.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,02}_{+0,04}$	$0^{+0,03}_{+0,05}$	$0^{+0,04}_{+0,07}$	$0^{+0,06}_{+0,15}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11118-73 Втулки для запрессовки. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 7	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник ₆₁

Варіант 8**ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 56 – 58.

Циліндричне зубчасте колесо 1 отримує крутний момент від ведучого вала-шестерні (на кресленнику не показано) та передає його до проміжного порожнистого вала-шестерні 2, який обертається у двох підшипниках кочення.

Нижній кульковий радіально-упорний підшипник 3 з розрізним зовнішнім кільцем розміщено у розточці корпусу 4 редуктора. Він сприймає радіальне навантаження та осьове в обидва боки. Верхній роликовий радіальний підшипник 5 розміщено у розточці кришки 6, він сприймає лише радіальне навантаження. Через невисоку твердість матеріалу корпусу 4 та кришки 6 (виготовлені з литого магнієвого сплаву) зовнішні кільця підшипників 3 і 5 неможливо встановлювати безпосередньо в корпус. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в корпус та кришку редуктора запресовано сталеві тонкостінні стакани 7 і 8.

Крутний момент від зубчастого колеса 1 до вала-шестерні 2 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Базування зубчастого колеса 1 у верхній частині здійснюється по циліндричному пояску вала-шестерні 2, а в нижній частині – по центрувальному кільцю 9. Точність центрування кільця 9 на валу-шестерні 2, а також циліндричного зубчастого колеса 1 на валу-шестерні та кільці – висока, оскільки наявність значних радіальних зазорів негативно впливає на плавність роботи та надійність передачі.

Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

У нижній частині редуктора на валу-шестерні 2 встановлено маслорозподільне кільце 10, яке обертається разом з валом. Точність центрування маслорозподільного кільця – середня.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 2 здійснюється за допомогою круглих гайок 11 і 12 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Підшипникові вузли для захисту від зовнішніх впливів закрито кришками 13 і 14, які закріплено за допомогою шпильок 15 та гайок 16. Призначаючи посадку кришок 13 і 14 у стакани 7 і 8, слід врахувати, що кришки вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока. Різьба шпильок 15 – метрична, призначаючи посадки з'єднань шпильок з корпусом 4, кришкою 6 та гайками 16 необхідно врахувати, що під час відгвинчування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд корпусу та кришки редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Кришку 6 редуктора закріплено на корпусі 4 за допомогою болтів 17. Різьба болтів – метрична, нероз'ємність стику забезпечується самогальмівною гайкою 18.

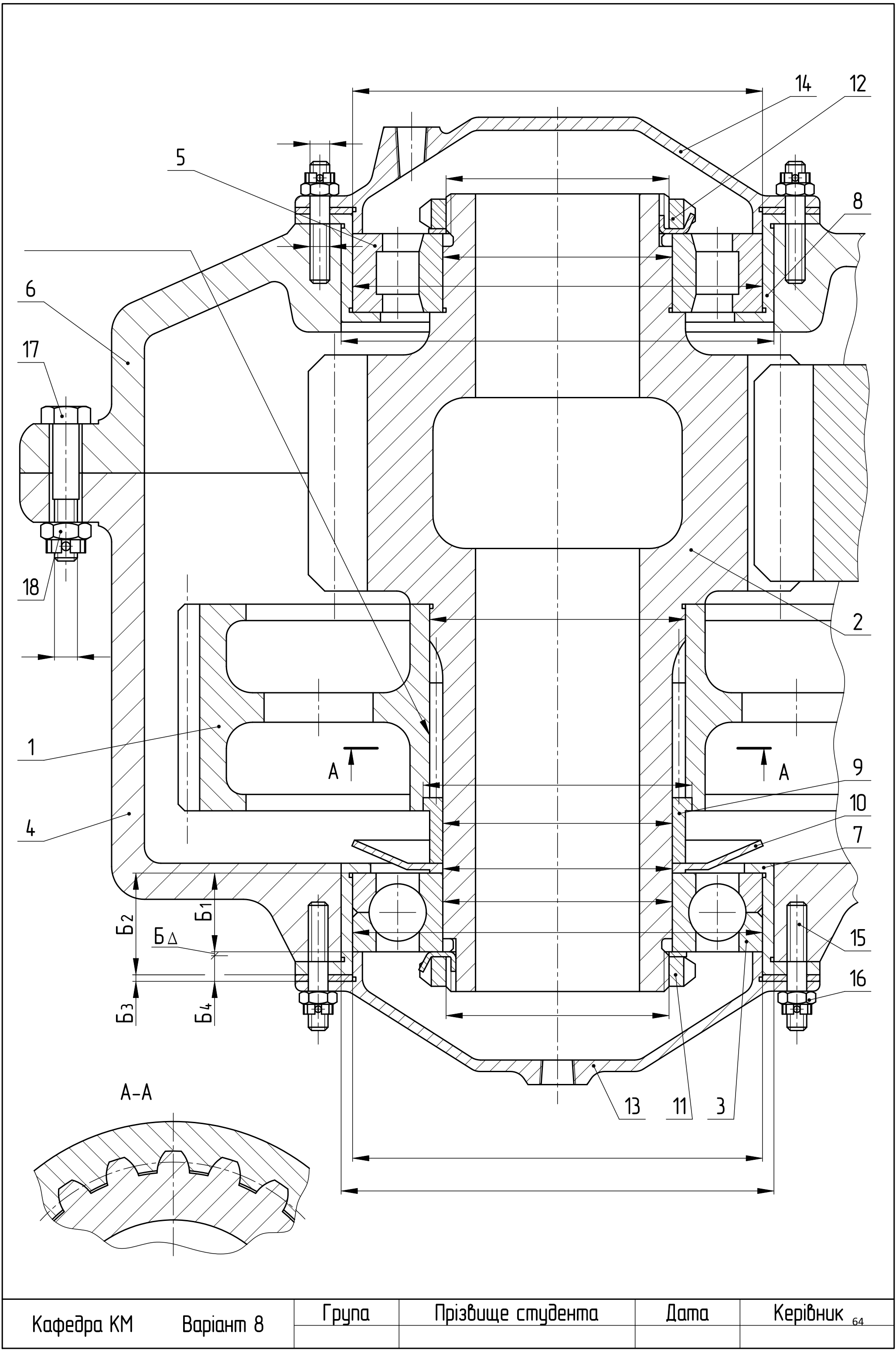
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між кульковим радіально-упорним підшипником 3 та торцем кришки 13. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_3) – набору прокладок, які встановлюють між торцями кришки 13 та стакана 7.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,02}_{+0,04}$	$0^{+0,03}_{+0,05}$	$0^{+0,04}_{+0,07}$	$0^{+0,06}_{+0,15}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
4. ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
9. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
12. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
13. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 8	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					64

Варіант 9**ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 56 – 58.

Циліндричне зубчасте колесо 1 отримує обертання від проміжного вала-шестерні 2 та передає його до вихідного вала 3 за допомогою болтів 4. Посадка зубчастого колеса 1 на вал 3 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця у зібраній передачі. Нероз'ємність стиків болтових з'єднань забезпечується за рахунок застосування самогальмівних гайок 5. Вихідний кінець вала 3 має шліцьову ділянку з евольвентними зубами для утворення нерухомого з'єднання з шліцьовою втулкою (на кресленнику не показано).

Вихідний порожнистий вал 3 обертається у двох роликових конічних однорядних підшипниках 6 і 7. Підшипники 6 і 7 змонтовано у тонкостінних сталевих стаканах 8 і 9, які захищають посадкові поверхні кришки 10 редуктора від деформації та задирок, адже кришку 10 виготовлено з литого магнієвого сплаву, що має невисоку твердість. Посадки стаканів 8 і 9 у розточках кришки 10 мають забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стаканів у межах зазорів негативно впливає на плавність роботи зубчастої передачі та точність обертання вихідного вала.

Положення стакана 8 відносно кришки 10 редуктора фіксують трьома штифтами 11. Штифти мають щільно пройти через отвори в стакані та кришці і забезпечити нерухомість з'єднання під час роботи редуктора.

Між внутрішніми кільцями конічних підшипників 6 і 7 на валу 3 встановлено розпірну втулку 12. Посадка втулки 12 на вал має забезпечити центрування середньої точності та можливість її легкого монтажу.

Вузол верхнього підшипника 7 для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 13. У гнізді кришки 13 розміщено ущільнювач 14 манжетного типу, який має щільно прилягати до вала без перекосів для недопущення витікання мастила з корпусу. Точність центрування кришки 13 має бути задовільною, оскільки її зміщення в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнення.

Кришку 13 закріплено за допомогою шпильок 15 та гайок 16. Різьба з'єднань – метрична. Під час призначення посадок шпильок у глухі різьбові отвори кришки 10 редуктора та шпильок з гайками необхідно врахувати, що на деталі наносять захисні покриття, а під дією вібрацій та зусиль вони не повинні розгвинчуватись.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу 3 здійснюється за допомогою круглої шліцьової гайки 17, а стопоріння її забезпечується багатолапчастою шайбою 18 з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Регулювання зазорів у конічних підшипниках виконують за допомогою прокладок 19, розміщених між кришкою 13 та стаканом 9.

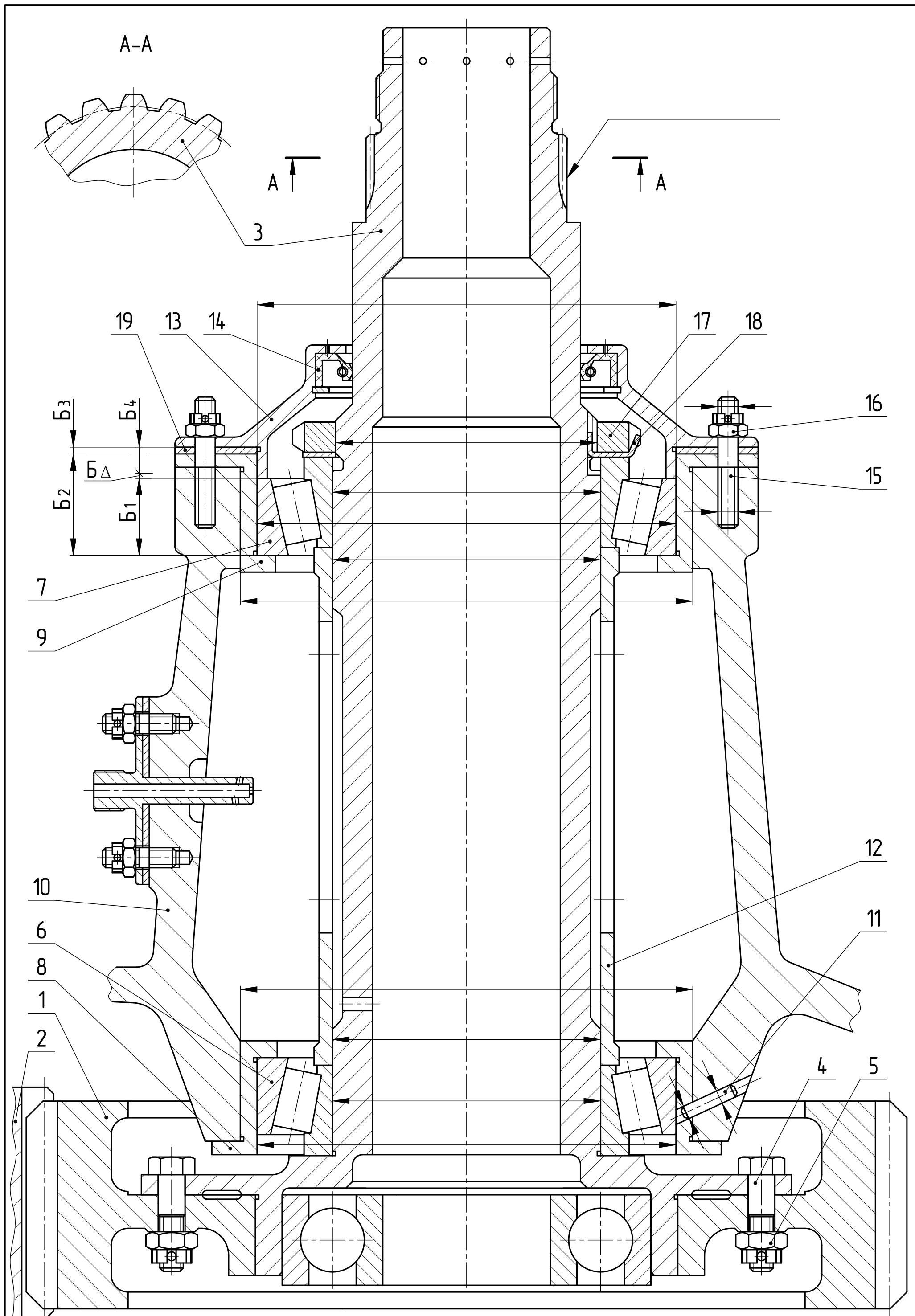
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між роликівим кінцевим підшипником 7 та торцем кришки 13. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_3) – набору прокладок між торцями кришки 13 та стакана 9.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,06}_{+0,10}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,1}_{+0,2}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
4. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
5. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
6. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
7. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
8. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
12. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
13. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 9	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>67</small>
------------	-----------	-------	-------------------	------	----------------------------

Варіант 10**ВУЗОЛ ПРИВОДУ ГЕНЕРАТОРА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 56 – 58.

Конічний вал-шестерня 1 приводу хвостового вала отримує обертання від ведучого конічного зубчастого колеса 2, розташованого на вхідному валу 3 головного редуктора, та передає його через шліцьовий фланець 4 до елементів трансмісії гелікоптера.

Порожнистий конічний вал-шестерня 1 обертається у двох підшипниках кочення. Ліву шийку вала змонтовано у роликовому радіальному підшипнику 5 з короткими циліндричними роликами. Підшипник сприймає радіальні навантаження. Праву шийку вала встановлено в кульковому радіально-упорному підшипнику 6 з розрізним внутрішнім кільцем, який сприймає радіальне і осьове навантаження з обох боків.

Корпус 7 виготовлено з литого магнієвого сплаву. Для захисту посадкової поверхні корпусу від деформації під дією зусиль, що виникають у процесі роботи вузла, підшипники встановлено в сталевому стакані 8. Посадка стакана 8 у корпус 7 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакана в межах зазору (або його перекіс) негативно впливає на повноту контакту зубів конічних зубчастих коліс.

Для запобігання витіканню мастила з корпусу редуктора та захисту від зовнішніх впливів правий підшипниковий вузол закрито кришкою 9. Кришка 9 має отвір для проходження шліцьового фланця 4 та гніздо для розміщення ущільнювача 10 манжетного типу. Осьове переміщення ущільнювача обмежується пружним упорним плоским внутрішнім ексцентричним кільцем 11. Для надійної роботи ущільнювача його вісь має збігатися з віссю обертання вала. Точність центрування кришки 9 у стакані 8 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Кришку 9 на корпусі 7 закріплено шпильками 12 та гайками 13. Різьба шпильок та гайок – метрична. Під час призначення посадок шпильок у різьбові отвори корпусу, а також посадки шпильок з гайками необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд корпусу редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Крутний момент від вала-шестерні 1 до фланця 4 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Базування фланця 4 на валу здійснюється по двох циліндричних поверхнях. З лівого боку фланець 4 встановлено безпосередньо на циліндричній поверхні вала 1, а з правого боку – на проміжному центрувальному кільці 14. Точність центрування кільця 14 на валу 1, а також фланця 4 на валу та центрувальному кільці – висока. Радіальне зміщення фланця в межах зазору призводить до биття його зовнішньої поверхні та порушення контакту з манжетним ущільнювачем 10, розміщеним у гнізді кришки 9. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – це передача крутного моменту.

Осьову фіксацію підшипників і нерухомих деталей на валу 1 виконано за допомогою шліцьової гайки 15 та стопорної багатолапчастої шайби 16 з внутрішньою лапкою. Різьба гайки 15 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Посадка кільця 17 на вал 1 повинна забезпечити можливість повороту кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей. Посадки розпірної втулки 18 на вал 1 та втул-

ки 19 в отвір стакану 8 мають забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу з'єднань.

Регулювання зазорів у конічних підшипниках 5 і 6 виконують за допомогою прокладок 20, які встановлено між торцями стакану 8 і кришки 9. Регулювання осьового положення зубчастого вінця конічного вала-шестерні 1 здійснюється компенсаторними прокладками 21, які встановлено між торцем стакану 8 і корпусом 7 редуктора.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга Б є зазор B_{Δ} між кульковим радіально-упорним підшипником 6 і торцем кришки 9. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 20 (ланка B_5) – набору прокладок між кришкою 9 та стаканом 8.

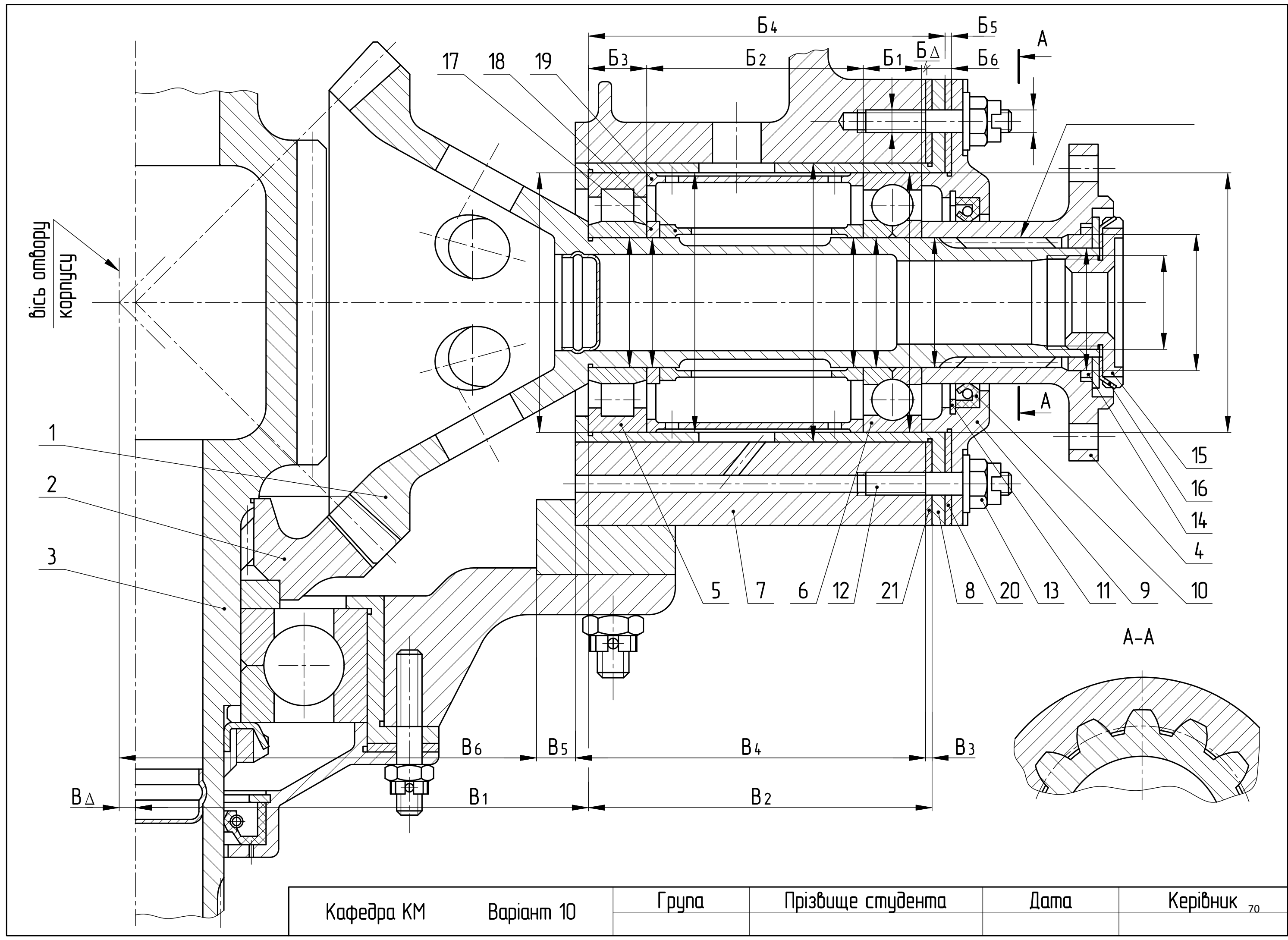
Замикальною ланкою розмірного ланцюга В є зміщення B_{Δ} вершини діляльного конуса. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_3) – набору прокладок між торцями стакану 8 та корпусу 7.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки B_{Δ} , мм	$0^{+0,02}_{+0,04}$	$0^{+0,03}_{+0,05}$	$0^{+0,04}_{+0,07}$	$0^{+0,06}_{+0,15}$
5	Граничні відхилення замикальної ланки B_{Δ} , мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 10	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					70

3.4 ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬТА

Головний редуктор призначений для передачі крутного моменту від двигуна на вали несучих і рульових гвинтів і забезпечення приводу допоміжних агрегатів (див. п. 3.1.3.1). Редуктори забезпечують зниження частоти обертання валів до значень, необхідних для роботи механізмів. У якості прототипу було використано елементи конструкції головного редуктора середнього вертольота Ми-4а [18]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 73.

Корпус 1 редуктора має розточки для кріплення вузлів вхідного та проміжного валів. Зверху корпус закрито кришкою 2, яка служить також опорою для вузла вихідного вала редуктора. Кришку на корпусі центрують по циліндричних штифтах 3 та закріплюють болтами 4. Корпус 1 та кришку 2 виготовлено з литого магнієвого сплаву.

Вхідний вал-шестерня 5 отримує обертання від двигуна через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем зубів (втулку на кресленнику не показано) та передає його за допомогою конічної зубчастої передачі на конічне зубчасте колесо 6, встановлене на проміжному валу 7. Обертання від зубчастого колеса 6 до вала 7 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем.

Далі вал 7 передає обертання на центральне (сонячне) циліндричне зубчасте колесо 8 планетарного механізму редуктора. Між корпусом 1 та кришкою 2 нерухомо закріплено коронне зубчасте колесо 9 внутрішнього зачеплення. Між центральним та коронним зубчастими колесами розміщено три сателіти 10 – зубчасті колеса, які знаходяться у зачепленні з обома колесами одночасно – центральним та коронним. Сателітні шестерні 10 встановлено на підшипниках кочення 11, і можуть вільно обертатися на осях* 12. Осі 12 сателітів 10, за допомогою гайок 13 та болтів 14, знизу з'єднано з диском 15, а зверху – з водилом 16, яке встановлено на вихідному валу 17 редуктора.

Під час обертання центрального зубчастого колеса 8 сателітні шестерні 10 обкочуються по нерухомому коронному зубчастому колесу 9 та приводять в обертальний рух водило 16, а разом з ним і вихідний вал 17. Крутний момент від проміжного вала 7 до центрального зубчастого колеса 8, а також, від водила 16 до вихідного вала 17 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем.

Вхідний вал 5, проміжний 7 та вихідний 17 виготовлено порожнистими. Вхідний вал 5 встановлено у підшипниках кочення 18 і 19, проміжний вал 7 – у підшипниках 20 і 21, вихідний вал 17 – у підшипниках 22 і 23. Підшипники кожного вала сприймають радіальне та осьове навантаження. Оскільки корпус 1 та кришку 2 редуктора виготовлено з магнієвого сплаву, то з метою запобігання деформування посадкових поверхонь, підшипники розміщують у нерухомих тонкостінних сталевих стаканах 24. Осьовий зазор підшипників регулюють шліцьовими гайками 25 із заданим зусиллям затягування та фіксують стопорними шайбами 26 з лапкою. Підшипникові вузли стягуються кришками 27 для захисту від пилу та зовнішніх впливів. Кришки 27 насаджують на шпильки 28 і затягують гайками 29 зі стопорними шайбами.

Для запобігання витіканню мастила з корпусу на кінцях валів 5 і 17 у гніздах кришок вста-

* Вісь – це деталь машин і механізмів, яка призначена лише для підтримки деталей, розміщених на ній, і, на відміну від вала, не бере участі у передачі корисного крутного моменту. Осі можуть бути рухомі та нерухомі.

новлено ущільнювачі 30 манжетного типу.

У нижній частині проміжного вала 7 встановлено масловідбивальне кільце 31, яке обертається разом з валом. Мастило, що витікає з корпусу, потрапляє на відбивальне кільце і відцентровою силою відкидається у порожнину корпусу 1.

Для подачі мастильного матеріалу до підшипників встановлено струминні форсунки 32. Мастило дозовано подається у форсунки і через два отвори-жиклери, розташовані у бічних стінках, спрямовується на тіла кочення підшипників. Потім мастило стікає у нижню частину корпусу редуктора. Для зливання мастила у нижній кришці передбачено різьбовий конічний отвір. Для запобігання витіканню мастила з редуктора отвори порожнистих валів закрито заглушками 33.

Нижче наведено три варіанти завдань. Вузли взято безпосередньо зі складального креслення головного редуктора вертольота:

- вузол вхідного вала;
- вузол проміжного вала;
- вузол вихідного вала.

До кожного з наведених варіантів наведені описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.13 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

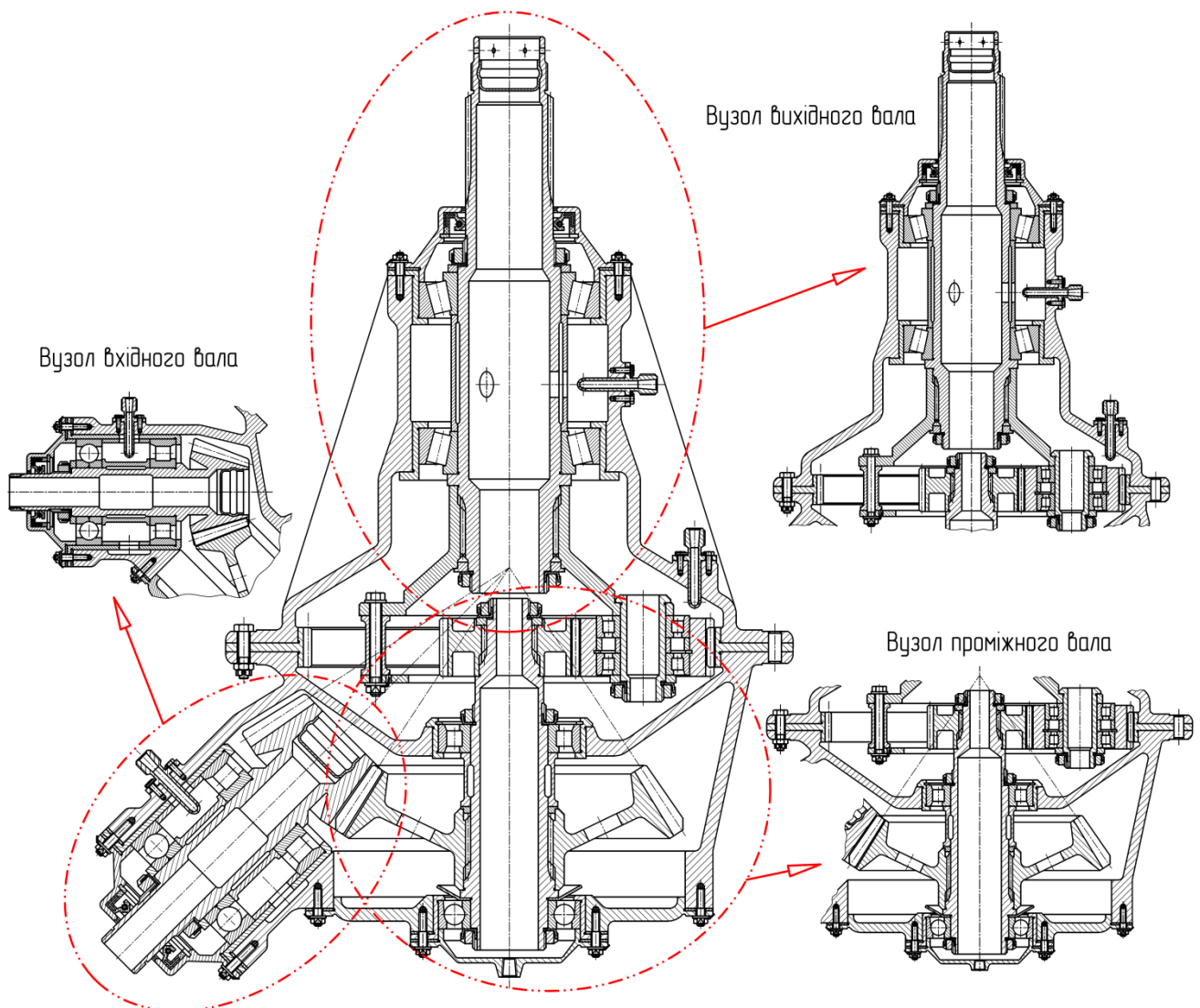
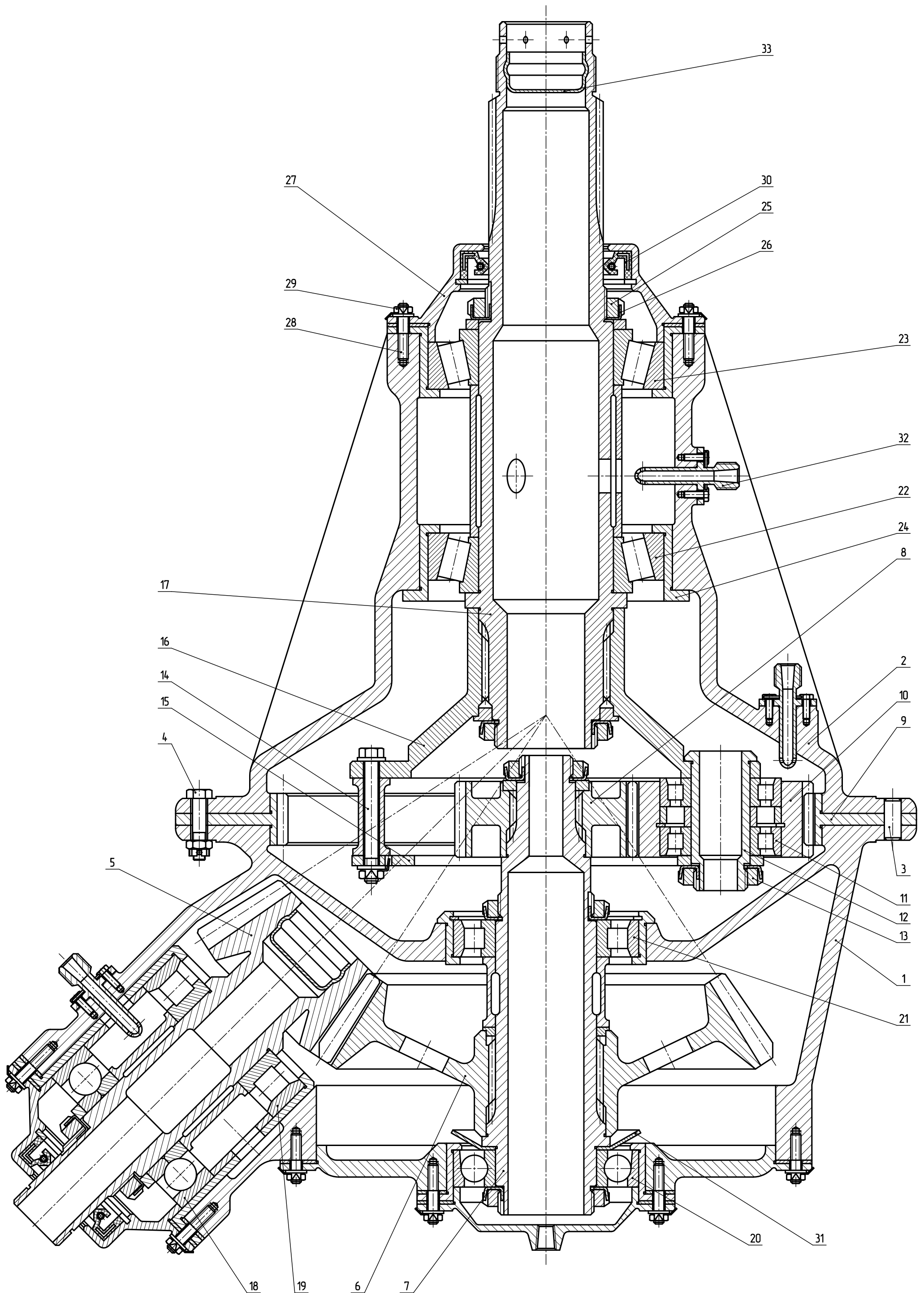


Рис. 3.13 – Схема розташування вузлів у редукторі



ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬТА
Кафедра КМ

Варіант 11**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 71 – 73.

Вхідний порожнистий вал-шестерня 1 отримує обертання від двигуна вертольота через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем (втулку не показано) та передає його до зубчастого колеса 2, встановленого на проміжному валу. Лівою опорою вала 1 є кульковий радіально-упорний підшипник 3 з розрізним внутрішнім кільцем, який сприймає радіальне навантаження, а також осьове з обох боків. Правою опорою вала є роликовий радіальний підшипник 4, який сприймає радіальне навантаження.

Через невисоку твердість матеріалу корпусу 5 (виготовлений з литого магнієвого сплаву) зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в корпус. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в корпус редуктора встановлено стальний тонкостінний стакан 6. Під час вибору посадки стакана 6 в корпус 5 необхідно врахувати, що стакан (разом з підшипниковим вузлом) може періодично переміщуватися відносно корпусу для регулювання осьового положення конічної шестерні. Наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Підшипниковий вузол для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 7, яку закріплено за допомогою шпильок 8 та гайок 9. У внутрішній циліндричній розточці кришки 7 встановлено гумову армовану манжету 10, яка запобігає витіканню мастила з корпусу редуктора. Осьове переміщення манжети 10 у гнізді кришки обмежено пружним упорним плоским внутрішнім ексцентричним кільцем 11. Точність центрування кришки 7 в отворі стакана 6 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Різьба шпильок 8 – метрична, призначаючи посадки шпильок з корпусом 5 та гайками 9 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різбових гнізд корпусу редуктора. Нанесення захисного покриття на різбові поверхні не передбачено.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 1 здійснюється за допомогою круглої гайки 12 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайки – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різби. Різби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Між внутрішніми і зовнішніми кільцями підшипників встановлено розпірні втулки 13 і 14. Посадки втулки 13 на вал 1 та втулки 14 в отвір стакана 6 мають забезпечити центрування середньої точності та можливість їх легкого монтажу. Посадка кільця 15 на вал 1 повинна забезпечити можливість повороту кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей.

Регулювання зазорів у підшипниках виконують за допомогою набору прокладок, які встановлено між торцями стакана 6 і кришки 7. Регулювання осьового положення зубчастого

вінця конічного вала-шестерні 1 здійснюється компенсаторними прокладками, які встановлено між торцем стакана 6 і корпусом 5 редуктора.

Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_8) – набору прокладок між торцями стакана 6 та корпусу 5.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.

Варіант 12**ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 71 – 73.

Вузол проміжного вала розміщено в корпусі 1, у розточці якого встановлено нижню кришку 2, та закріплено шпильками 3 і гайками 4. Посадка нижньої кришки 2 в корпус 1 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення кришки в межах зазору (або її перекид) негативно впливає на точність обертання рухомих деталей вузла. Різьба шпильок 3 – метрична, призначаючи посадки шпильок з корпусом 1 та гайками 4 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різбових гнізд корпусу редуктора. Нанесення захисного покриття на різбові поверхні не передбачено.

Конічне зубчасте колесо 5 отримує крутний момент від ведучого вала-шестерні 6 та передає його до проміжного порожнистого вала 7, який обертається у двох підшипниках кочення. Нижній кульковий радіально-упорний підшипник 8 розміщено у розточці нижньої кришки 2 редуктора. Підшипник сприймає радіальне та осьове навантаження. Верхній роликовий радіальний підшипник 9 розміщено у розточці корпусу 1, він сприймає лише радіальне навантаження.

Через невисоку твердість матеріалу корпусу 1 та кришки 2 (виготовлені з литого магнієвого сплаву) зовнішні кільця підшипників 8 і 9 неможливо встановлювати безпосередньо в корпус. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в корпус та кришку редуктора запресовано сталі тонкостінні стакани 10 і 11.

Під час вибору посадки стакана 10 у нижню кришку 2 необхідно врахувати, що стакан (разом з підшипниковим вузлом) може періодично переміщуватися відносно корпусу для регулювання осьового положення конічної шестерні 5. Наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Крутний момент від зубчастого колеса 5 до проміжного вала 7 передається за допомогою шліцевого з'єднання з евольвентним профілем. Базування зубчастого колеса 5 у верхній частині здійснюється по центрувальному кільцю 12, а в нижній частині – по циліндричному пояску вала 7. Точність центрування кільця 12 на валу 7 і циліндричного зубчастого колеса 5 на валу та кільці – висока, оскільки наявність значних радіальних зазорів негативно впливає на плавність роботи та надійність передачі. Під час призначення способу центрування та посадки шліцевого з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

У нижній частині редуктора на валу 7 встановлено маслорозподільне кільце 13, яке обертається разом з валом. Точність центрування маслорозподільного кільця на валу – середня.

Проміжний вал 7 передає обертання на центральне (сонячне) циліндричне зубчасте колесо 14 планетарного механізму редуктора за допомогою шліцевого з'єднання з евольвентним профілем. Центрування зубчастого колеса 14 на валу 7 здійснюється по циліндричних поверхнях: у нижній частині – по пояску вала, а у верхній – по центрувальному кільцю 15. Точність центрування кільця 15 на валу 7 та циліндричного зубчастого колеса 14 на валу та кільці – висока, бо це впливає на плавність роботи зубчастих передач. Шліцеве з'єднання має невисоку точність центрування, оскільки воно призначене лише для передачі крутного моменту.

Осьова фіксація підшипників кочення, зубчастих коліс та інших нерухомих деталей на валу 7 здійснюється за допомогою круглих гайок 16, 17 і 18 з осьовими прорізами на зовнішній

бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень. Посадка розпірної втулки 19 на вал 7 має забезпечити центрування середньої точності та можливість її легкого монтажу.

Підшипниковий вузол у нижній кришці 2 редуктора для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 20, яку закріплено за допомогою шпильок 21 та гайок 22. Призначаючи посадку кришки 20 у нижню кришку 2 редуктора, слід врахувати, що її вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Регулювання зазору по зовнішніх кільцях підшипника 8 виконують за допомогою прокладок 23, які встановлено між торцями стакана 10 і кришки 20. Регулювання осевого положення зубчастого вінця конічної шестерні 5 здійснюється компенсаторними прокладками 24, які встановлено між торцем стакана 10 і кришкою 2 редуктора.

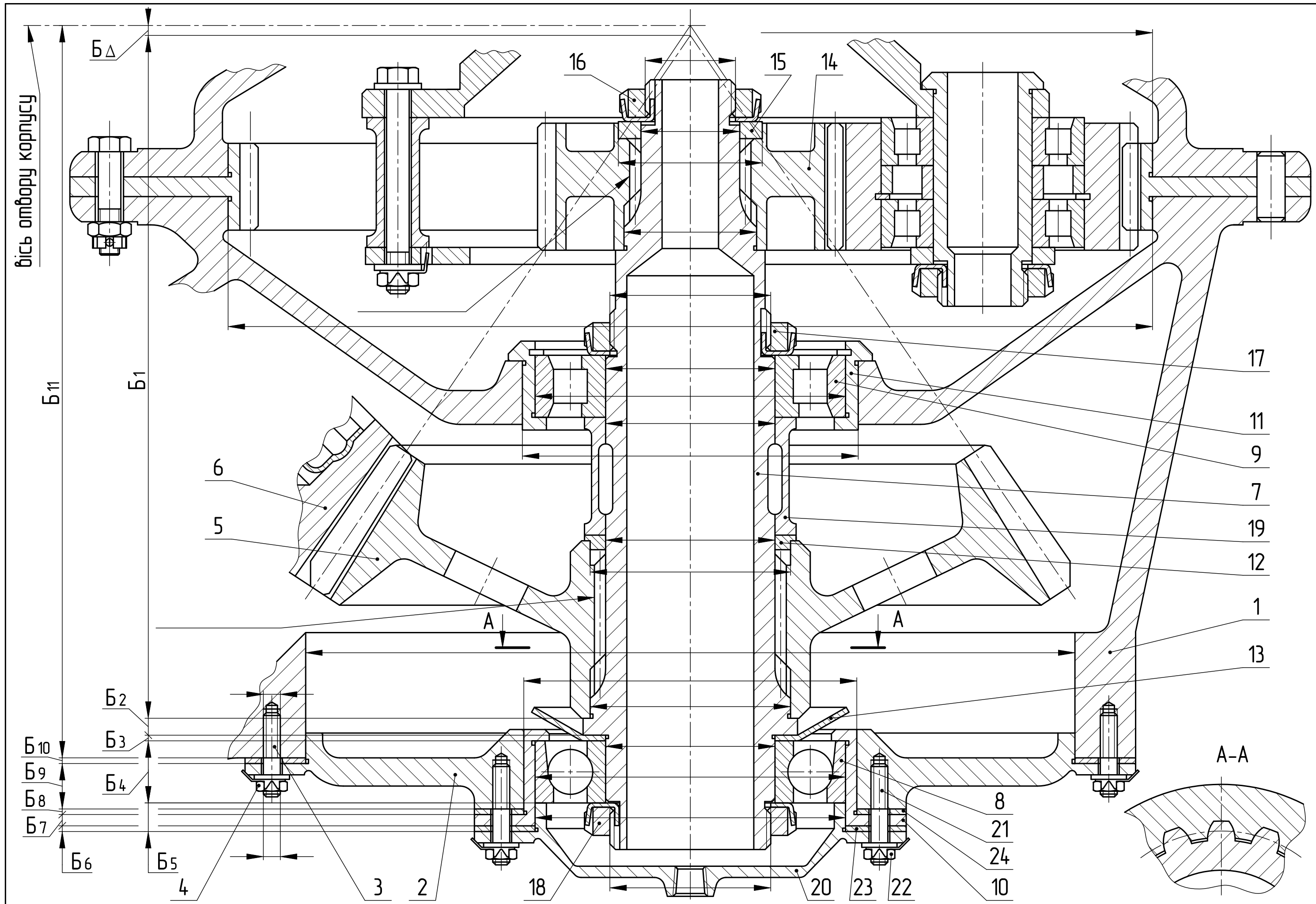
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса шестерні 5 відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 24 (ланка B_8) – набору прокладок між торцями стакана 10 та кришки 2.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 831-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 12	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					79

Варіант 13

ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА

Складальний кресленик головного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 71 – 73.

Центральне (сонячне) циліндричне зубчасте колесо 1 планетарного механізму отримує обертання від проміжного вала 2 редуктора через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем. Між корпусом 3 редуктора та верхньою кришкою 4, виготовлених з литого магнієвого сплаву, нерухомо закріплено коронне зубчасте колесо 5 внутрішнього зачеплення. Кришку 4 та коронну шестерню 5 на корпусі центрують по циліндричних штифтах 6 та закріплюють болтами 7. Посадки коронного зубчастого колеса в розточку корпусу і кришки мають забезпечити високу точність центрування, оскільки наявність значних зазорів призводить до збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Під час призначення посадок штифтового з'єднання треба врахувати, що циліндричний штифт 6 досить щільно проходить через отвір у кришці 4 та запресовується в отвір корпусу 3 редуктора. Коронне зубчасте колесо 5 повинно мати можливість незначного радіального переміщення для компенсації похибок виготовлення та монтажу. Циліндричний штифт 6 не повинен випадати з посадкового отвору під дією вібрацій та навантажень у процесі роботи вузла. Нероз'ємність стиків болтових з'єднань забезпечується застосуванням самогальмівних гайок 8.

Між центральним 1 та коронним 5 зубчастими колесами розміщено три сателітних шестерні 9, які знаходяться у зачепленні з обома вказаними колесами одночасно. Сателітні шестерні 9 встановлено на роликових циліндричних підшипниках кочення 10, внутрішні кільця яких змонтовано на осях 11. Шестерні 9 можуть вільно обертатися на осях 11. Осі 11, за допомогою гайок 12 та болтів 13, знизу з'єднано з диском 14, а зверху – з водилом 15, яке встановлено на вихідному валу 16 редуктора. У конструкції використовується три сателітних шестерні, і напроти кожної з них, для підвищення жорсткості конструкції, встановлено три стяжних болти 13 з дистанційними втулками 17.

Під час обертання центрального зубчастого колеса 1 сателітні шестерні 9 обкочуються по нерухомому коронному зубчастому колесу 5 та приводять в обертальний рух водило 15, а разом з ним і вихідний вал 16. Крутний момент від проміжного вала 2 до центрального зубчастого колеса 1, а також від водила 15 до вихідного вала 16 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем.

Базування водила 15 у верхній частині здійснюється по циліндричному пояску вихідного вала 16, а в нижній – по центрувальному кільцю 18. Точність центрування кільця 18 на валу 16 та водила 15 на валу та кільці – висока, оскільки наявність значних радіальних зазорів негативно впливає на плавність роботи та надійність планетарної передачі. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

Вихідний вал 16 обертається у двох роликових конічних однорядних підшипниках 19 та 20. Через невисоку твердість матеріалу кришки 4 (виготовлена з литого магнієвого сплаву) зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в розточку кришки. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипники в посадкові отвори кришки запресовано сталі тонкостінні стакани 21 і 22.

Вихідний кінець вала 16 має шліцьову ділянку з евольвентними зубами для утворення нерухомого з'єднання з шліцьовою втулкою (на кресленику не показано). Між внутрішніми кільцями конічних підшипників 19 і 20 на валу 16 встановлено розпірну втулку 23. Посадка втулки 23 на вал має забезпечити центрування середньої точності та можливість її легкого монтажу.

Вузол верхнього підшипника 20 для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 24. У гнізді кришки 24 розміщено ущільнювач 25 манжетного типу, який має щільно прилягати до вала без перекосів для недопущення витікання мастила з корпусу. Точність центрування кришки 24 має

бути задовільною, оскільки її зміщення в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнення.

Кришку 24 закріплено за допомогою шпильок 26 та гайок 27. Різьба з'єднань – метрична. Призначаючи посадки шпильок у глухі різьбові отвори кришки 4 редуктора та шпильок з гайками необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд кришки редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на вихідному валу 16, а також на осях 11 здійснюється за допомогою круглих шліцьових гайок 28, 29, 12, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Посадки кільця 30 на вал 16, кільця 31 в отвір сателітної шестерні 9 та кільця 32 на вісь 11 сателітних шестерень мають забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей.

Регулювання осьових зазорів у конічних підшипниках 19 і 20 виконують за допомогою компенсаторних прокладок, що встановлюють між кришкою 24 та стаканом 22.

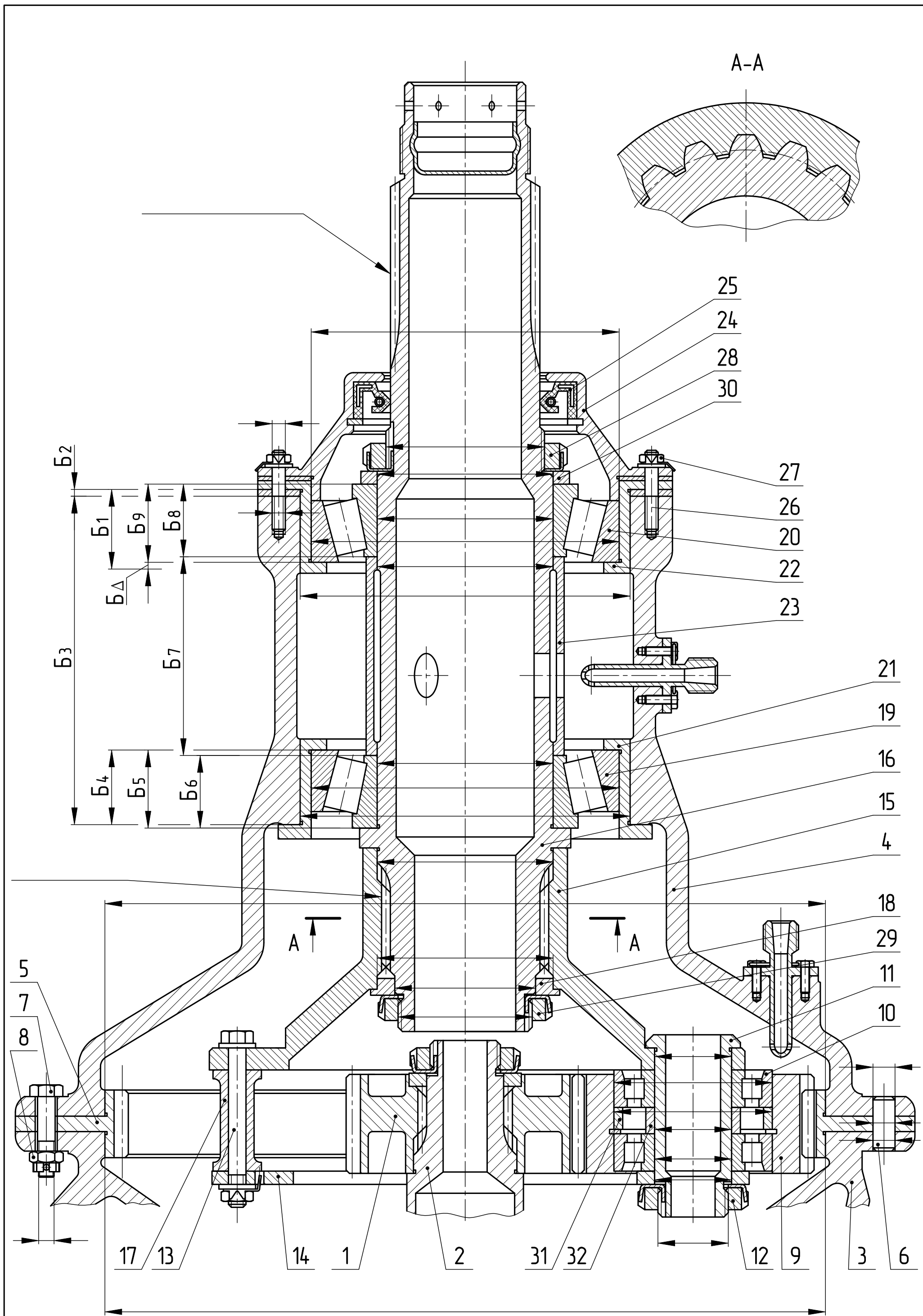
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є осьовий зазор B_{Δ} у конічних підшипниках (між підшипником 20 та торцем стакана 22. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_2) – набору прокладок між торцями корпусу 4 та стакана 22.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,06}_{+0,10}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,1}_{+0,2}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
4. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
5. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
6. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
7. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
8. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
9. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
10. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
11. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
12. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
13. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
14. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
15. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 13	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					82

3.5 ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА

Проміжний редуктор вертольота призначений для зміни напрямку осі обертання хвостового вала на кут 45° відповідно до форми хвостової балки однаковою (див. п. 3.1.3.1). Це досягається за рахунок конічної зубчастої передачі з передаточним відношенням 1:1, тобто кількість зубів ведучого та веденого коліс є однаковою. У якості прототипу було використано елементи конструкції проміжного редуктора середнього вертольота Ми-8 [4]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 85.

У проміжному редукторі обертання від ведучого конічного вала-шестерні 1 передається до веденого вала-шестерні 2. З елементами трансмісії вертольота вали з'єднано за допомогою шліцьових фланців 3 і 4. Картер 5 виготовлений з литого магнієвого сплаву. У бічних стінках він має дві розточки, в яких встановлено стакани 6 і 7 з валами-шестернями та підшипниками. Стакани 6 і 7 закріплено на картері шпильками 8.

Ведучий вал-шестерня 1 обертається у трьох підшипниках. Роликові циліндричні підшипники 9 і 10 сприймають радіальне навантаження, а кульковий радіально-упорний підшипник 11 з розрізним внутрішнім кільцем сприймає осьове навантаження. Конструкція вузла веденого вала-шестерні 2 аналогічна до конструкції ведучого, і відрізняється лише напрямком гвинтової нарізки лабіринтового динамічного ущільнювача. Осьову фіксацію підшипників та нерухомих деталей, розміщених на валу-шестерні 1, виконано гайками 12 і 13, а на валу-шестерні 2 – гайками 14 і 15.

У проміжному редукторі застосовують барботажне змащення. Ведуче колесо, частково занурене у мастило, під час обертання створює у картері масляний туман, який забезпечує змащення шестерень. У верхній частині картера розміщено суфлер 16, призначений для стравлювання надлишкового тиску повітря. Суфлер складається з ряду лабіринтових ходів, які зв'язують порожнину картера з атмосферою та перешкоджають витіканню назовні мастильного матеріалу. У нижній частині картера 6 розташовано закритий заглушкою 17 отвір, призначений для встановлення термодатчика, який показує температуру мастила в картері. Також у нижній частині картера розміщений отвір для зливання мастила, у який загвинчена пробка з конічною різьбою (на кресленку не показано).

Нижче наведено три вузли проміжного редуктора середнього вертольота, взяті як безпосередньо зі складального кресленика, так і модифікації вузлів цього ж редуктора:

- вузол вхідного вала з консольною шестернею;
- підшипниковий вузол вхідного вала;
- вузол вхідного вала зі стяжним болтом.

До кожного з варіантів наведені описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.14 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

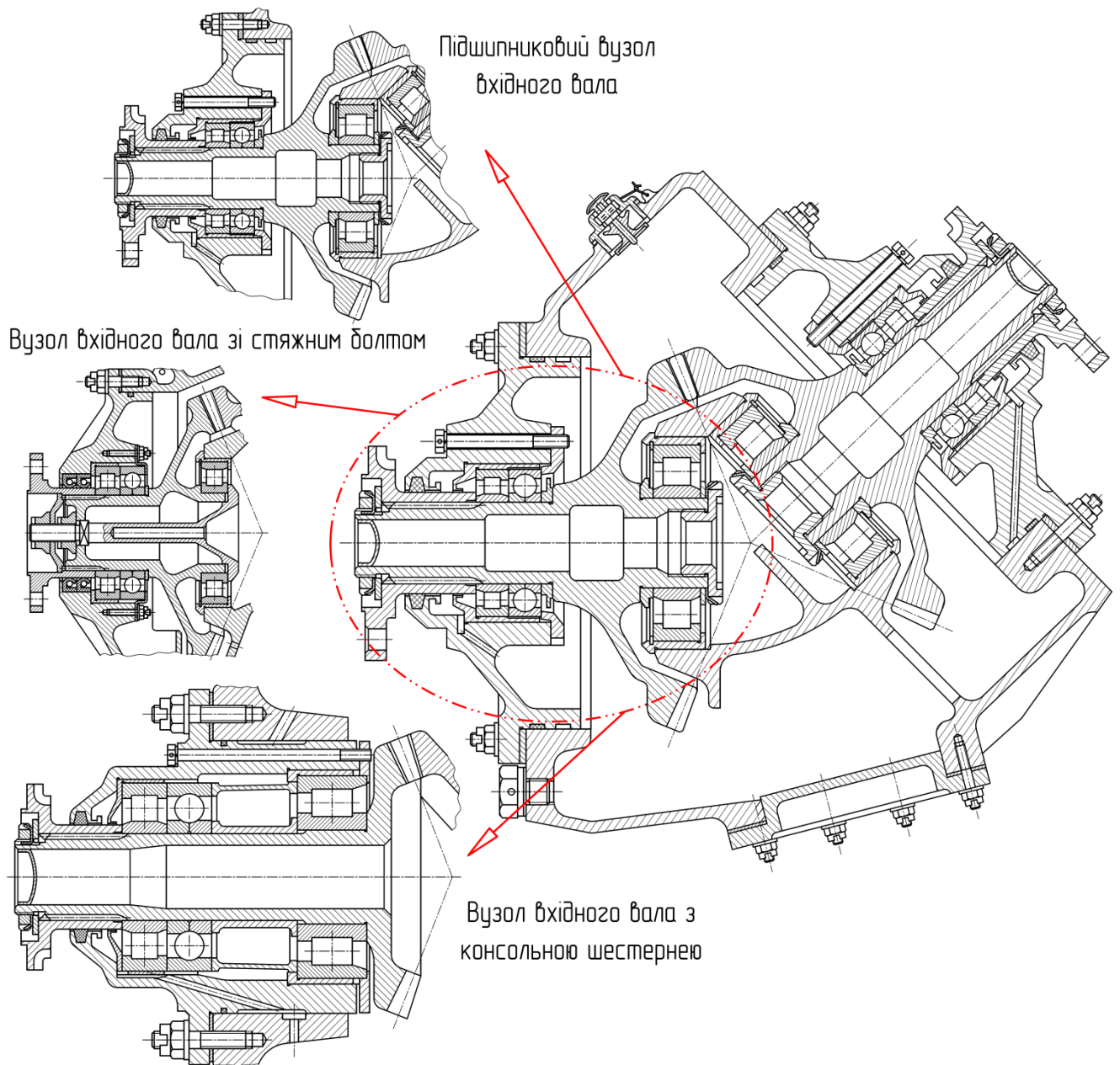
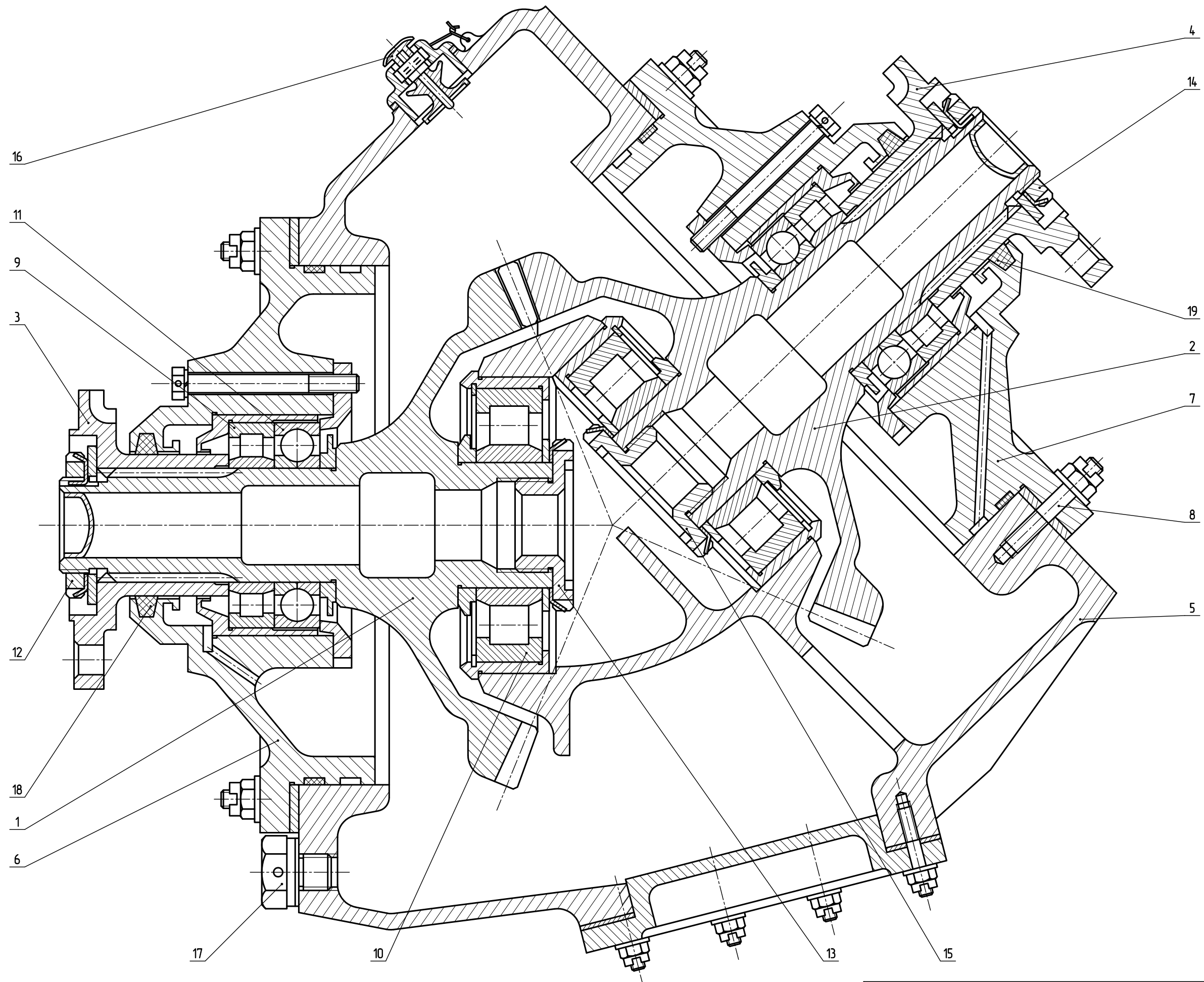


Рис. 3.14 – Схема розташування вузлів у редукторі



ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА

Кафедра КМ

Варіант 14**ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик проміжного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 83 – 85.

У картері 1 редуктора, виготовленого з литого магнієвого сплаву, розточено посадкову поверхню, у якій змонтовано стакан 2, теж відлитий з магнієвого сплаву термічно оброблений і окисдований. У стакані 2 встановлено вхідний конічний вал-шестерню 3, який зачіпляється з веденим конічним валом-шестерню 4 з таким же числом зубів.

Вал-шестерня 3 обертається у трьох підшипниках кочення. Правою опорою вала є роликовий циліндричний підшипник 5, який сприймає радіальне навантаження. Лівою опорою вала є два підшипники, які працюють у парі: роликовий радіальний підшипник 6 з циліндричними роликами, який сприймає радіальне навантаження, а також кульковий радіально-упорний підшипник 7 з розрізним внутрішнім кільцем, який сприймає лише осьове навантаження. Радіально-упорні підшипники з розрізним кільцем у загальному випадку можуть сприймати і радіальне навантаження, і осьове з обох боків. У даному випадку, щоб підшипник сприймав лише осьове навантаження, його зовнішнє кільце встановлено з гарантованим радіальним зазором. Щоб це кільце не прокручувалось під час роботи, його зафіксовано притискним фланцем 8 за допомогою гвинтів 9.

Оскільки картер 1 та стакан 2 редуктора виготовлено з магнієвого сплаву, то для запобігання деформуванню посадкових поверхонь, підшипникові вузли розміщено в нерухомих сталевих обоймах 10 і 11, які запресовано у відповідні отвори стакана та картера. Посадка стакана 2 у картер 1 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакана в межах зазору або його перекид негативно впливає на повноту контакту зубів коліс.

Стакан 2 на картері закріплено за допомогою шпильок 12 та гайок 13. Різьба з'єднань – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером та гайками необхідно врахувати, що гайки періодично відкручують для проведення огляду та ремонту вузла, а шпильки при цьому не повинні вигинуватись із гнізд у картері.

На валу-шестерні 3 встановлено шліцьовий фланець 14. Крутний момент від фланця 14 до вала 3 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Посадка шліцьового з'єднання має забезпечити середню точність центрування та можливість розбирання деталей під час регламентного обслуговування вузла.

Між торцевими поверхнями вала-шестерні 3 та підшипниками кочення встановлено опорні кільця 15, 16 та 17. Точність з'єднання кілець з валом невисока, посадки мають забезпечити повне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 3 здійснюється за допомогою круглих гайок 18 і 19 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами 20 і 21 з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Точність осевого положення конічного вала-шестерні 3 досягається компенсаторними прокладками 22, які встановлено між торцем стакану 2 і картером 1 редуктора.

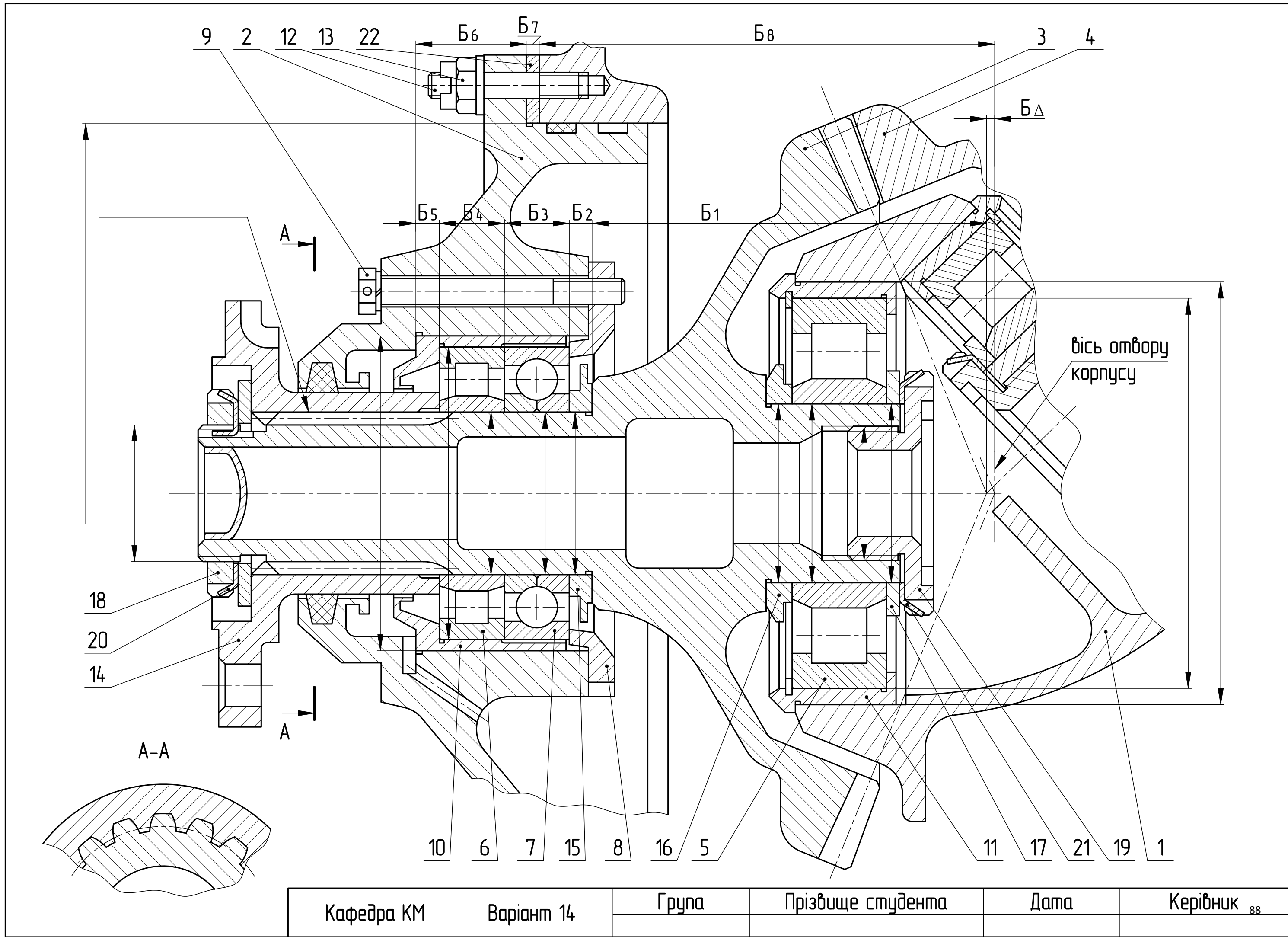
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_7) – набору прокладок між торцем стакану 2 та картером 1.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
2. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
3. ГОСТ 8328-75 (СТ СЭВ 4949-84) Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
4. ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
9. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
11. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
12. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Варіант 15**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА З КОНСОЛЬНОЮ ШЕСТЕРНЕЮ**

Складальний кресленик проміжного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 83 – 85.

Обертальний рух порожнистий вал-шестерня 1 отримує від фланця 2 за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем і передає його через зубчасту передачу до вала-шестерні 3. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і його періодично розбирають під час виконання ремонтних робіт. Точність з'єднання – середня.

Вал-шестерня 1 обертається у трьох підшипниках кочення. Правий роликовий циліндричний підшипник 4 сприймає радіальне навантаження. З лівого боку вала встановлено два підшипники, які працюють у парі: роликовий радіальний підшипник 5 з циліндричними роликами, який сприймає радіальне навантаження, а також кульковий радіально-упорний підшипник 6 з розрізним внутрішнім кільцем, який сприймає лише осьове навантаження. Радіально-упорні підшипники з розрізним кільцем у загальному випадку можуть сприймати і радіальне навантаження, і осьове з обох боків. У даному випадку, щоб підшипник сприймав лише осьове навантаження, його зовнішнє кільце встановлено в стакані 7 з гарантованим радіальним зазором.

Стакан 7 разом з підшипниками та валом змонтовано у розточці картера 8. Посадка стакана 7 у картер 8 має забезпечити високу точність центрування, бо наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Стакан 7 на картері 8 закріплено за допомогою шпильок 9 та гайок 10. Різьба з'єднань – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером та гайками необхідно врахувати, що гайки періодично відкручують для проведення огляду та ремонту вузла, а шпильки при цьому не повинні вигинуватись із гнізд у картері.

Оскільки стакан 7 виготовлено з магнієвого сплаву і має невисоку твердість, то для захисту їх посадкових поверхонь від розвальцьовування та задирок, підшипники кочення змонтовано у сталених обоймах 11 і 12, розміщених в отворах стаканів.

Підшипниковий вузол по внутрішніх кільцях затягнуто на валу-шестерні гайкою 13 через шліцьовий фланець 2 та розпірну втулку 14, насаджену на вал між радіально-упорним і роликовим підшипником. Різьба круглої шліцьової гайки 13 – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Стопоріння різьби виконано багатолапчастою шайбою 15 з внутрішньою лапкою. Посадка розпірної втулки на вал має забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу з'єднання.

Від осьового переміщення підшипники кочення по зовнішнім кільцям зафіксовано у стакані через розпірну втулку 16 диском 17, прикрученим до стакана гвинтами 18.

Регулювання осьового положення зубчастого вінця конічного вала-шестерні 1 здійснюється компенсаторними прокладками 19, які встановлено між торцем стакана 7 та картером 8.

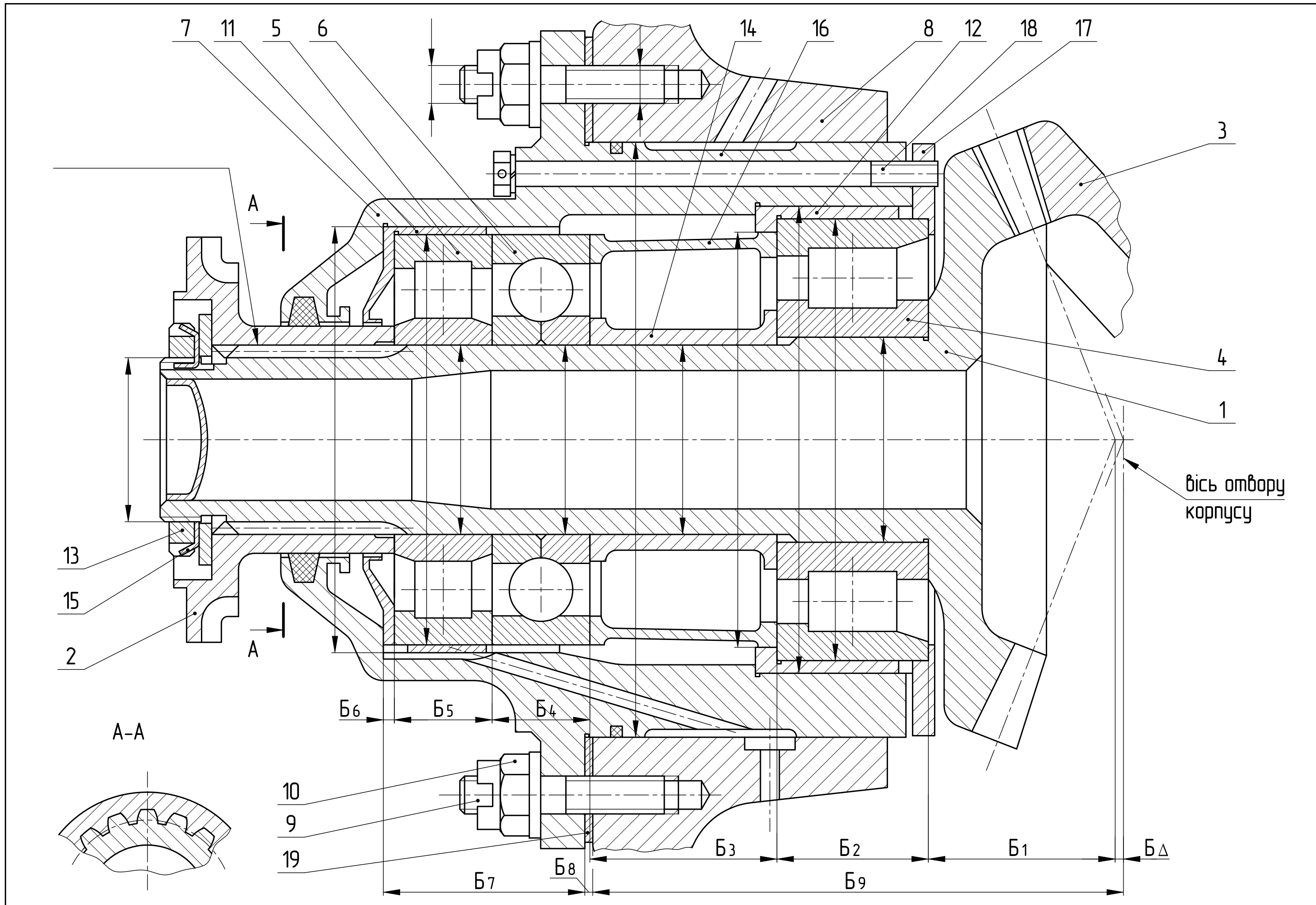
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_8) – набору прокладок між торцями стакана 7 та картера 8.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
2. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
3. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
4. ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
9. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
10. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
11. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



вісь отвору
корпусу

Кафедра КМ	Варіант 15	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник ₉₁
------------	------------	-------	-------------------	------	------------------------

Варіант 16**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА ЗІ СТЯЖНИМ БОЛТОМ**

Складальний кресленик проміжного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 83 – 85.

У картері 1 редуктора, виготовленого з литого магнієвого сплаву, змонтовано стакан 2, теж відлитий з магнієвого сплаву термічно оброблений і окисдований. У стакані 2 встановлено ведучий конічний вал-шестерню 3, зубчастий вінець якого зачіпляється з веденим конічним зубчастим колесом 4.

Кріплення стакана 2 до картера 1 здійснюється за допомогою шпильок 5. Під час вибору посадки стакана в картер необхідно врахувати, що наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс. Різьба шпильок 5 – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером та гайками необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд картера редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Оскільки матеріал картера і стакана має невисоку твердість, то для захисту внутрішніх посадкових поверхонь від деформування у них запресовано сталі тонкостінні обойми 6 і 7 для посадок підшипників.

За допомогою фланця 8 шпильками 9 і гайками 10 до стакана 2 притягнуто зовнішні кільця роликового та кулькового підшипників кочення. Ці два підшипники працюють у парі і вони утворюють зовнішню опору вала-шестерні 3.

Роликовий підшипник 11 з циліндричними роликами сприймає радіальне навантаження, а кульковий радіально-упорний підшипник 12 з розрізним внутрішнім кільцем сприймає лише осьове навантаження. Радіально-упорні підшипники з розрізним кільцем у загальному випадку можуть сприймати і радіальне навантаження, і осьове з обох боків. У даному випадку, щоб підшипник сприймав лише осьове навантаження, його зовнішнє кільце встановлено в стакані 2 з гарантованим радіальним зазором. Внутрішньою опорою вала-шестерні 3 є правий радіальний підшипник 13 з циліндричними роликами, який сприймає радіальне навантаження.

Шліцьовий фланець 14 передає крутний момент від проміжного вала трансмісії вертольота (на кресленнику не показано) до вала-шестерні 3 проміжного редуктора. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно забезпечити центрування середньої точності та можливість легкого монтажу фланця. Радіальне зміщення фланця в межах зазору призводить до биття його зовнішньої поверхні та порушення контакту з манжетними ущільнювачами 15, розміщеними у гнізді стакана 2.

Осьову фіксацію підшипників і нерухомих деталей на валу 3 виконано за допомогою фланцевого стяжного болта 16, який проходить всередині порожнистого вала 3. Внутрішнє кільце правого роликового підшипника 13 зафіксовано фланцем болта 16 та гайкою 17. Для запобігання провертанню болта під час затягування, він має ділянку квадратного перерізу, яка розміщена в квадратному отворі внутрішнього фланця вала-шестерні 3. Осьову фіксацію внутрішніх кілець підшипників кочення 11 і 12, шліцьового фланця 14 та опорного кільця 18 виконано за допомогою гайки 19 через притиску втулку 20, яка упирається в торець проточки на фланці 14.

Різьба болта 16 і гайок 17 та 19 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень. Посадка опорного кільця 18 на вал 3 повинна забезпечити можливість повороту кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей.

Точність осевого положення конічного вала-шестерні 3 досягається компенсаторними прокладками 21, які встановлено між торцем стакану 2 і картером 1 редуктора.

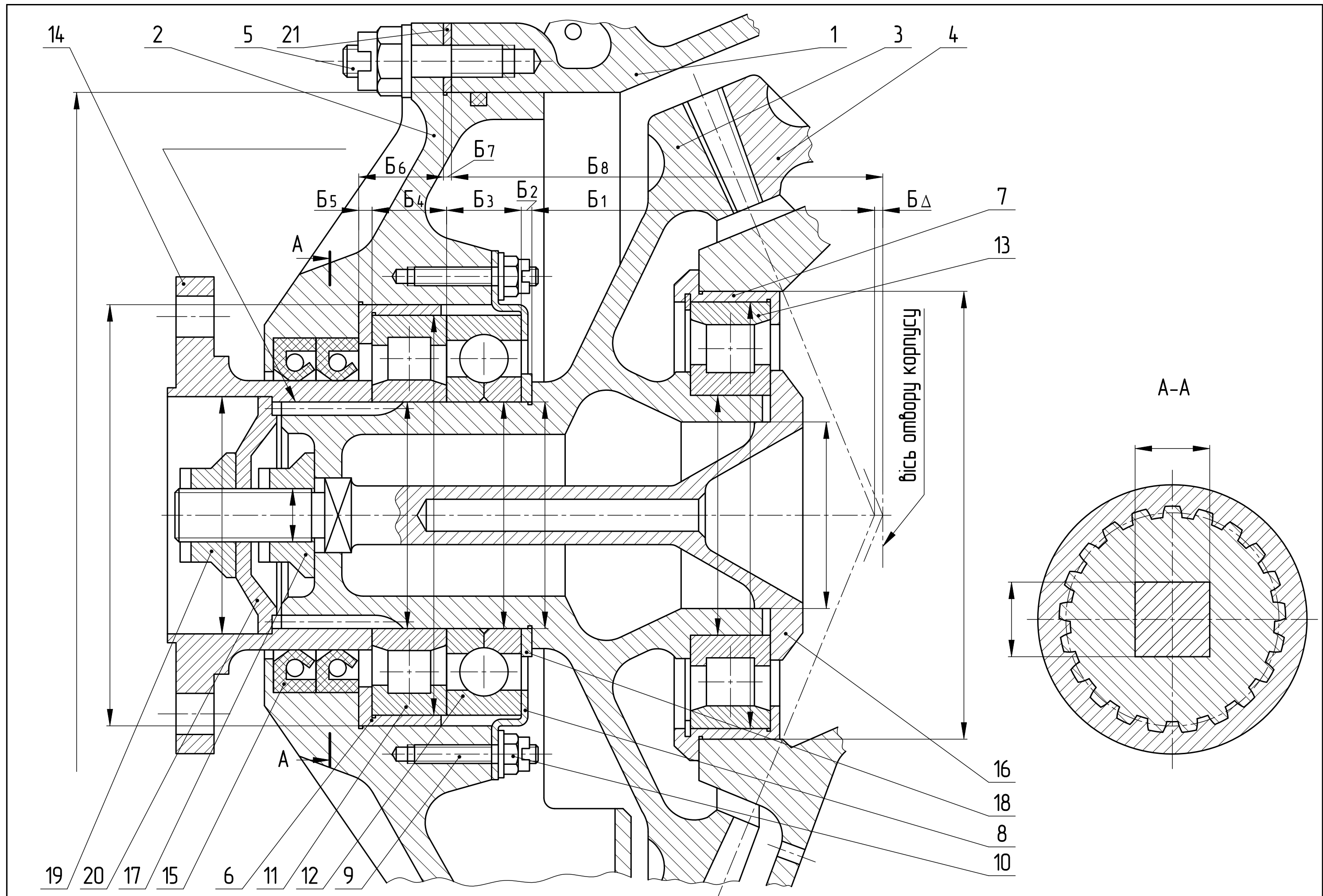
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_7) – набору прокладок між торцем стакану 2 та картером 1.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8328-75 (СТ СЭВ 4949-84) Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 16	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					94

3.6 ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР ХВОСТОВОЇ ТРАНСМІСІЇ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА

Проміжний редуктор вертольота призначений для зміни напрямку осі хвостового вала трансмісії на кут 45° відповідно до вигину хвостової балки (див. п. 3.1.3.1). Крутний момент від головного редуктора передається через хвостовий вал на шліцьовий кінець ведучого вала-шестерні 1 проміжного редуктора, який входить в зачеплення з веденим валом-шестернею 2 і передає крутний момент на похилу частину хвостового вала до хвостового редуктора. У якості прототипу було використано елементи конструкції проміжного редуктора середнього вертольота Ми-8 [7]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 97.

Редуктор складається з картера 3, виготовленого з магнієвого сплаву, у якому встановлено стакани 4 і 5 відповідно з вхідним валом-шестернею 1 та вихідним валом-шестернею 2. Вхідний та вихідний вали обертаються у двох підшипниках кочення кожний. Передніми опорами валів-шестерень 1 і 2 слугують роликові радіальні підшипники 6 і 7, які сприймають радіальне навантаження, а задніми опорами – дворядні кулькові радіально-упорні підшипники 8 і 9, які сприймають одночасно радіальне та осьове навантаження.

Для захисту посадкових поверхонь картера 3 і стаканів 4 і 5 від деформування зовнішні кільця підшипників змонтовано у тонкостінних сталевих обоймах 10, 11, 12, 13, розміщених в отворах картера та стаканів. Підшипники кочення на валу-шестерні 1 з обох боків стягнуто гайками 14 і 15, а на валу-шестерні 2 – гайками 16 і 17.

Зубчастий вінець вала-шестерні 1 частково занурений у мастило, що знаходиться у картері. Обертання зубчастого колеса призводить до розбризкування мастила всередині картера та змащення зубчастих коліс і підшипників кочення. У верхній частині картера розміщено суфлер 18, призначений для вирівнювання тиску всередині картера з атмосферним. Також через отвір суфлера заливають мастило у картер. У нижній частині картера розміщено датчик температури, а також отвір для та зливання мастила, закритий пробкою з конічною різьбою (на кресленку не показано).

Для запобігання витіканню мастила з картера на кінцях валів-шестерень 1 і 2 встановлено заглушки 19 і 20, у стаканах 4 і 5 виконано кільцеві проточки для ущільнювальних кілець 21 і 22, а в гнізді картера і стакана розміщено манжети 23 та 24. Редуктор закріплено на фюзеляжі вертольота за допомогою кронштейна 25.

Нижче наведено два вузли проміжного редуктора трансмісії вертольота, взяті безпосередньо зі складального кресленика:

- вузол вхідного вала;
- вузол вихідного вала.

До кожного з варіантів наведені описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.15 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

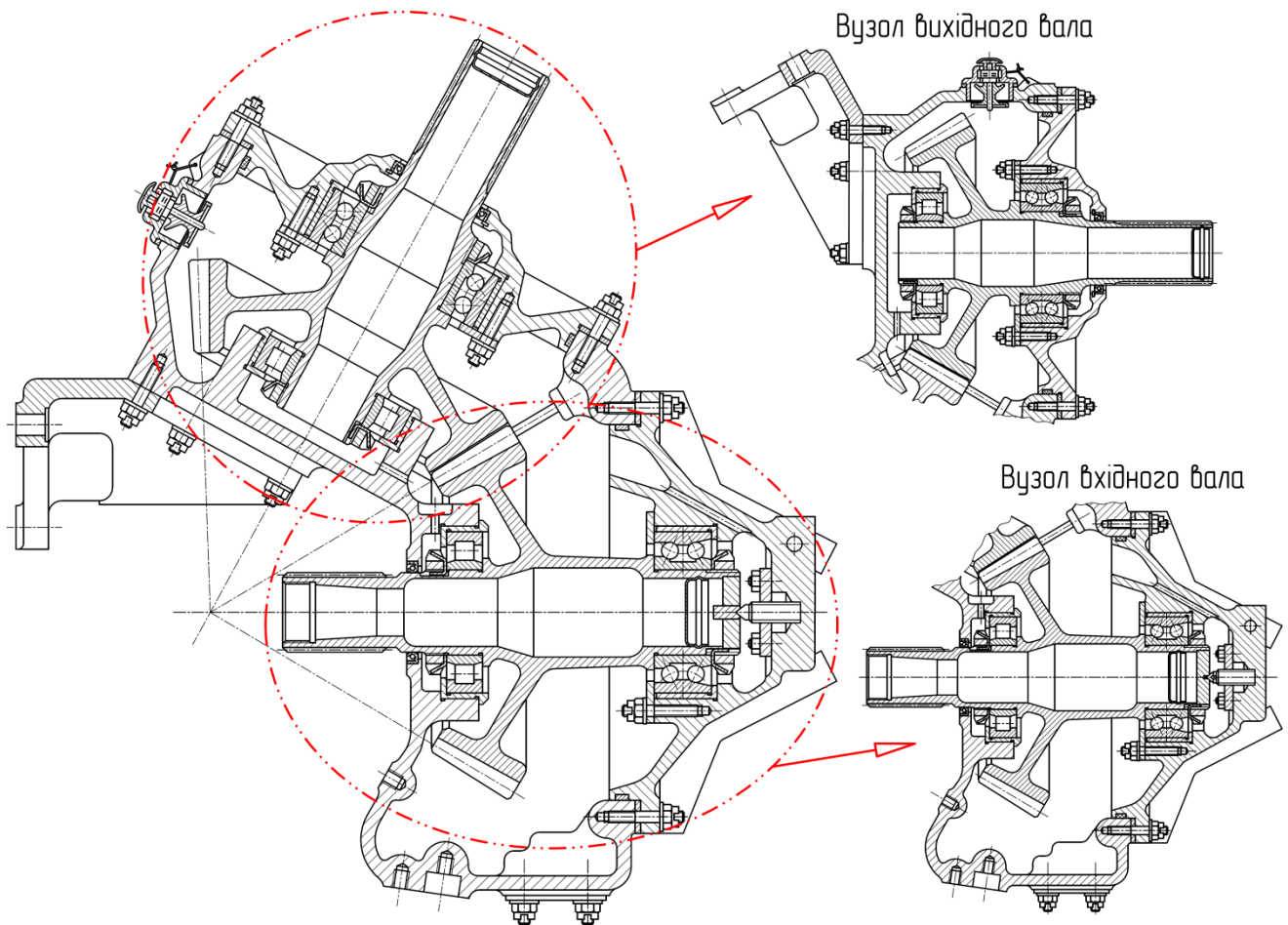
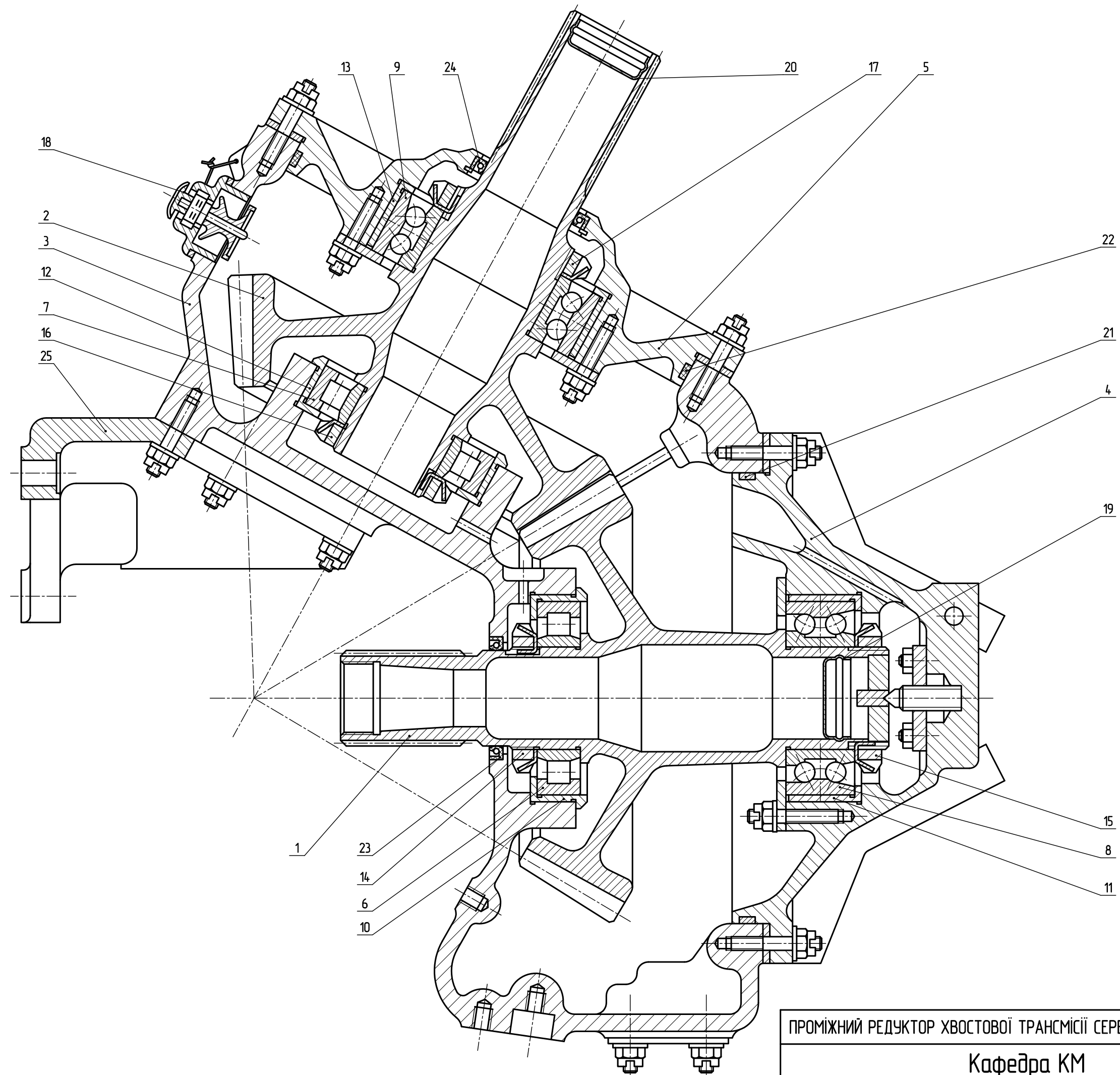


Рис. 3.15 – Схема розташування вузлів у редукторі



ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР ХВОСТОВОЇ ТРАНСМІСІЇ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА

Кафедра КМ

Варіант 17**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик проміжного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 95 –97.

Вхідний вал-шестерня 1 отримує обертання через шліцьову ділянку з евольвентним профілем і далі через зубчасту передачу приводить у рух ведене зубчасте колесо 2.

Вал-шестерня 1 обертається у двох підшипниках кочення. Лівою опорою вала-шестерні 1 є роликовий циліндричний підшипник 3, який розміщено у розточці картера 4. Роликовий підшипник сприймає радіальне навантаження. Правою опорою вала є дворядний кульковий радіально-упорний підшипник 5, зовнішнє кільце якого розміщено у розточці стакану 6. Кульковий підшипник одночасно сприймає радіальне і осьове навантаження.

Оскільки картер 4 і стакан 6 виготовлено з литого магнієвого сплаву, який має невисоку твердість, то для створення надійних опор для підшипників кочення у них запресовано сталі обійми 7 і 8. Стакан 6 на картері 4 закріплено шпильками 9 та гайками 10. Посадка стакану в картері має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану в межах зазору або його перекид негативно впливає на повноту контакту зубів коліс та плавність роботи передачі.

Різьба шпильок 9 – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером та гайками необхідно врахувати, що гайки періодично відкручують для проведення огляду та ремонту вузла, а шпильки при цьому не повинні вигвинчуватись із гнізд у картері. Нанесення захисного покриття на поверхню різьби не передбачено.

Зовнішнє кільце кулькового підшипника 5 зафіксовано зсередини картера притискним диском 11 за допомогою шпильок 12 та гайок 13. Осьову фіксацію внутрішніх кілець підшипників кочення на валу-шестерні 1 виконано з обох боків шліцьовими гайками 14 і 15 та стопорними багатолуччастими шайбами 16 і 17. Різьба гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

З правого боку отвір вала-шестерні 1 закрито заглушкою 18, а в його торець, для підвищення жорсткості конструкції, встановлено сталі фланець 19, який зафіксовано регулювальним гвинтом 20 з дрібним кроком різьби.

Для недопущення витікання мастила через вивід ведучого вала-шестерні 1 у гнізді картера розміщено ущільнювач – гумову армовану манжету 21. Регулювання зазорів зачеплення ведучого та веденого зубчастих коліс здійснюється підбором товщини компенсаторних прокладок 22, які встановлено між фланцем стакану 6 і картером 4 редуктора.

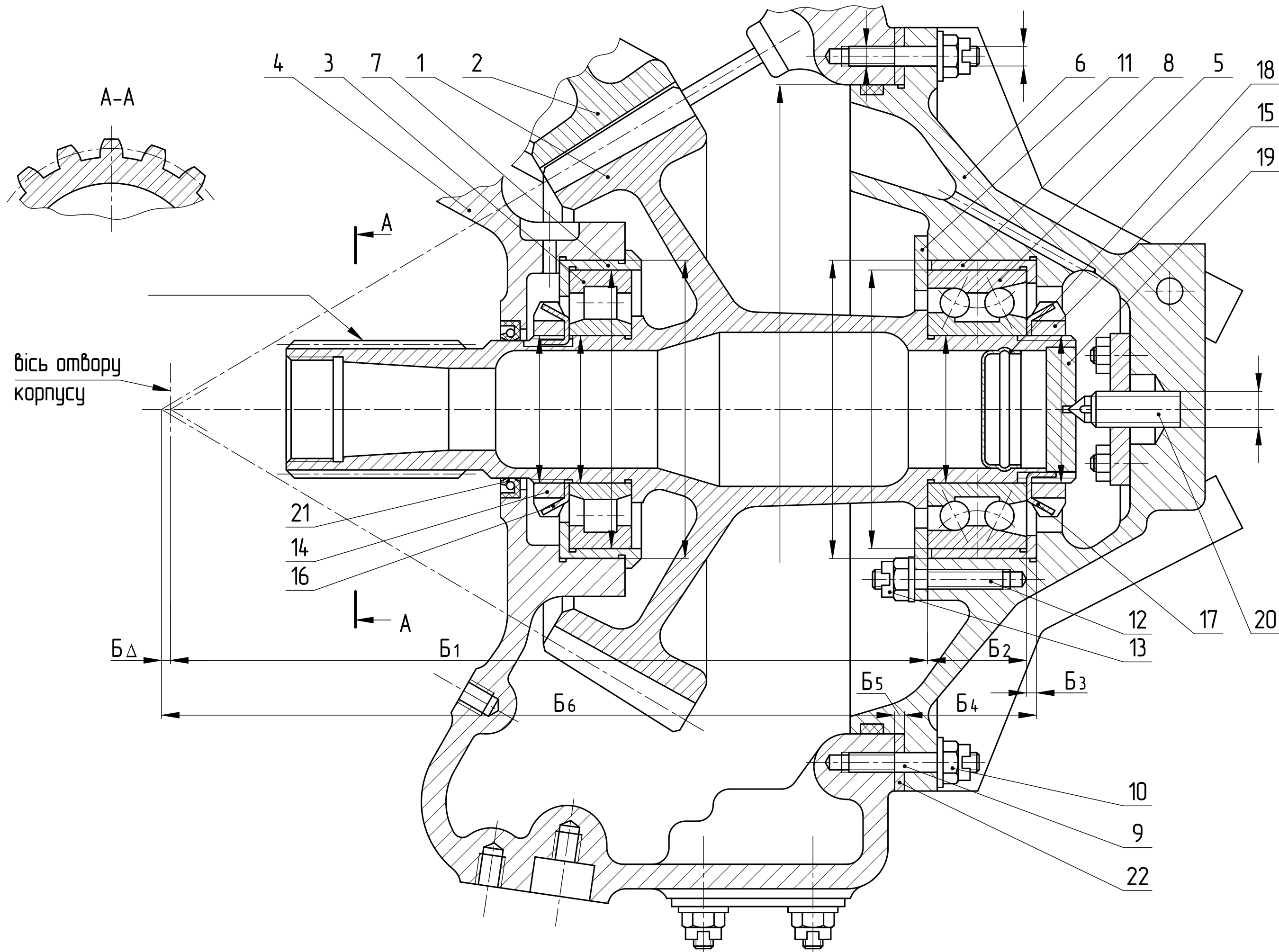
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 22 (ланка B_5) – набору прокладок між торцями стакану 6 та картера 4.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 63	± 80	± 90

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 4252:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
4. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
5. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
6. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
7. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
8. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
12. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
13. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 17	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>100</small>

Варіант 18**ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик проміжного редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 95 –97.

Вихідний вал-шестерня 1 отримує обертання від вхідного вала-шестерні 2 та передає його через шліцьову ділянку з евольвентним профілем до шліцьової муфти трансмісії вертольота (на кресленнику не показано).

Вал-шестерня 1 обертається у двох підшипниках кочення, один з яких розташований у розточці картера 3, а інший – у розточці стакану 4. Через невисоку твердість матеріалу картера та стакану (виготовлені з литого магнієвого сплаву) зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в посадкові отвори картера 3 та стакану 4. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь, під підшипникові опори запресовано сталеві тонкостінні обойми 5 і 6.

Посадка стакану 4 у картер 3 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала-шестерні і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Стакани на картері закріплено шпильками 7 та гайками 8. Різьба з'єднань – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером та гайками необхідно врахувати, що гайки періодично відкручують для проведення регламентного обслуговування вузла, а шпильки при цьому не повинні вигинуватись із гнізд у картері. Необхідно врахувати, що на різьбові поверхні шпильки і гнізда в картері нанесено шар захисного покриття.

Внутрішньою опорою вихідного вала-шестерні 1 є роликівий циліндричний підшипник 9, який сприймає радіальне навантаження, а зовнішньою опорою є кульковий дворядний радіально-упорний підшипник 10, який сприймає одночасно радіальне і осьове навантаження.

Зовнішнє кільце кулькового дворядного підшипника 10 зафіксовано зсередини картера притискним фланцем 11, стягнутим шпильками 12 та гайками 13. Осьову фіксацію внутрішніх кілець підшипників кочення на валу-шестерні 1 з обох боків виконано за допомогою шліцьових гайок 14 і 15 та стопорних багатолапчастих шайб 16 і 17. Різьба гайок – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Для недопущення витікання мастила через вивід веденого вала-шестерні 1 у гнізді стакану 4 розміщено ущільнювач 18 манжетного типу.

Точність осьового положення конічного вала-шестерні 1 досягається компенсаторними прокладками 19, які встановлено між торцем стакану 4 і картером 3 редуктора. Кронштейн 20 для закріплення редуктора на фюзеляжі вертольота з'єднано з картером шпильками 21 та гайками 22.

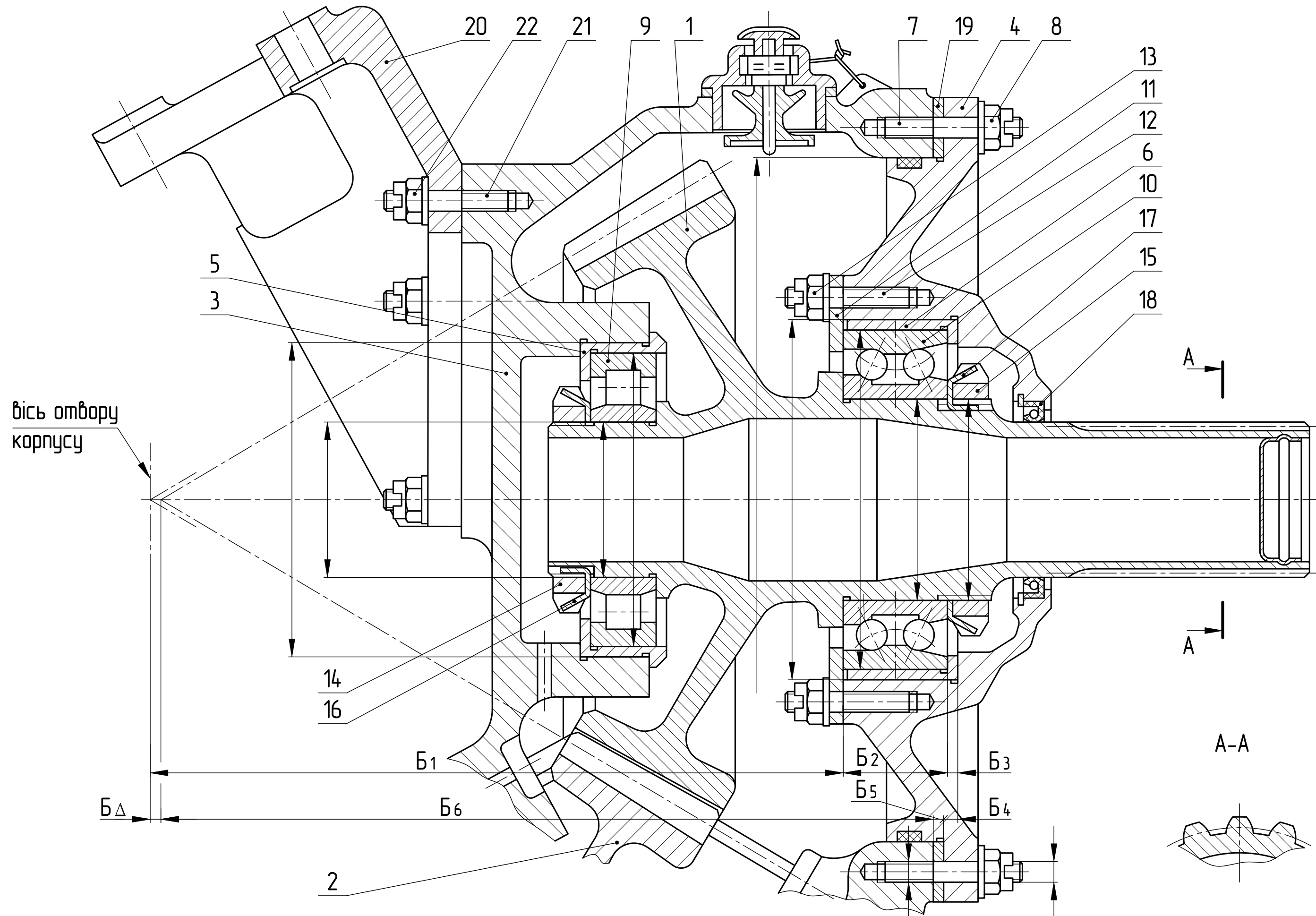
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 19 (ланка B_4) – набору прокладок між торцями стакану 4 та картера 3.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 4252:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры .
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
4. ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
5. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
6. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
7. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
8. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
12. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
13. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 18	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					103

3.7 ХВОСТОВИЙ РЕДУКТОР ТРАНСМІСІЇ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА

Хвостовий редуктор вертольота призначений для передачі потужності на рульовий гвинт, зниження частоти обертання та зміни осі обертання на 90° . У редукторі розміщено також механізм зміни кроку рульового гвинта, який складається з ланцюгової та гвинтової передач (див. п. 3.1.3.1). Зміна кроку рульового гвинта викликає зміну його тяги. У якості прототипу було використано елементи конструкції хвостового редуктора середнього вертольота Ми-8 [4, 8]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 106.

Картер 1, який виготовлено з литого магнієвого сплаву, має три циліндричних розточки. У нижній розточці встановлено стакан 2, у якому на підшипниках кочення розміщено вузол вхідного вала 3. У лівій розточці встановлено литу магнієву конічну кришку 4 з вузлом вихідного вала 5. У правій розточці картера 1 встановлено стакан 6 з механізмом керування кроку рульового гвинта.

Крутний момент вхідний вал 3 отримує через нижню шліцьову ділянку від хвостової трансмісії вертольота та передає його через верхню шліцьову ділянку до втулки 7, на якій змонтовано ведучу конічну шестерню 8 з круговими зубами. Від шестерні 8 обертання передається до конічного зубчастого колеса 9, а від нього через шліцьове з'єднання до порожнистого вихідного вала 5. На хвостовику вала 5 є фланець, до якого за допомогою болтів 10 закріплюють рульовий гвинт вертольота (на кресленику не показано).

Застосування конічної зубчастої передачі дозволяє змінити осі обертання вхідного та вихідного валів на 90° . А вибір кількості зубів ведучого та веденого зубчастих коліс забезпечують задану редукцію, тобто зниження частоти обертання вихідного вала.

Зміна кроку рульового гвинта здійснюється шляхом переміщення штока 11, який проходить всередині порожнистого вихідного вала 5. Із зовнішнього боку шток 11 закінчується накопичувачем, який з'єднують з повідком керування кроком рульового гвинта (на кресленику не показано). Шток 11 під час роботи редуктора не обертається. Він може лише періодично здійснювати осьове переміщення за допомогою гвинтової пари ковзання. На кінці штока гайкою закріплено ходовий гвинт 12 з багатозахідною трапецієвидною різьбою. Шток 11 разом із гвинтом 12 приводять у рух гайкою 13, яка виконана заодно ціле з зірочкою ланцюгової передачі. Зірочку в обертальний рух приводить втулко-роликовий ланцюг (на кресленику не показано). Від повертання шток 11 утримується шліцями, виконаними на внутрішній поверхні отвору у дні нерухомого стакана 6, та у проміжній шліцьовій втулці 14, яку встановлено між штоком та стаканом.

Для зниження тертя рухомих деталей у механізмі, їх встановлено на підшипниках кочення 15...23, які сприймають радіальне та осьове навантаження. Через невисоку твердість матеріалу картера 1 та кришки 4 зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в посадкові поверхні. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під усі підшипникові опори в корпус та кришку передачі, запресовують тонкостінні сталеві обойми 24, 25 та 26.

Осьову фіксацію кілець підшипників та нерухомих деталей на валах виконують за допомогою гайок 27...31. Стакани та кришки на корпусі закріплено шпильками 32...35.

У хвостовому редукторі застосовують барботажне змащення. Зубчасті колеса, частково занурені у мастило, під час обертання створюють у картері масляний туман. Осідаючи на зубах коліс і підшипниках, масляний туман забезпечує їх змащення. У верхній частині картера розміщено суфлер 36, призначений для випускання надлишкового тиску повітря. Суфлер складається з ряду

лабіринтових ходів, які зв'язують порожнину картера з атмосферою та перешкоджають витіканню назовні мастильного матеріалу.

Для недопущення витікання мастила з редуктора в стакані 2 встановлено маслоущільнювальну гільзу 37, верхній край якої знаходиться вище рівня мастила у картері. Від потрапляння пилу всередину картера підшипникові вузли захищено фетровими сальниками 38, 39 та 40 з графітовою змазкою.

Нижче наведено три варіанти завдань, які взято безпосередньо зі складального креслення проміжного редуктора вертольота:

- вузол вхідного вала;
- вузол вихідного вала;
- вузол механізму зміни кроку рульового гвинта.

Ще один варіант є модифікацією вузла цього ж редуктора:

- підшипниковий вузол вихідного вала.

До кожного з варіантів наведено описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.16 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

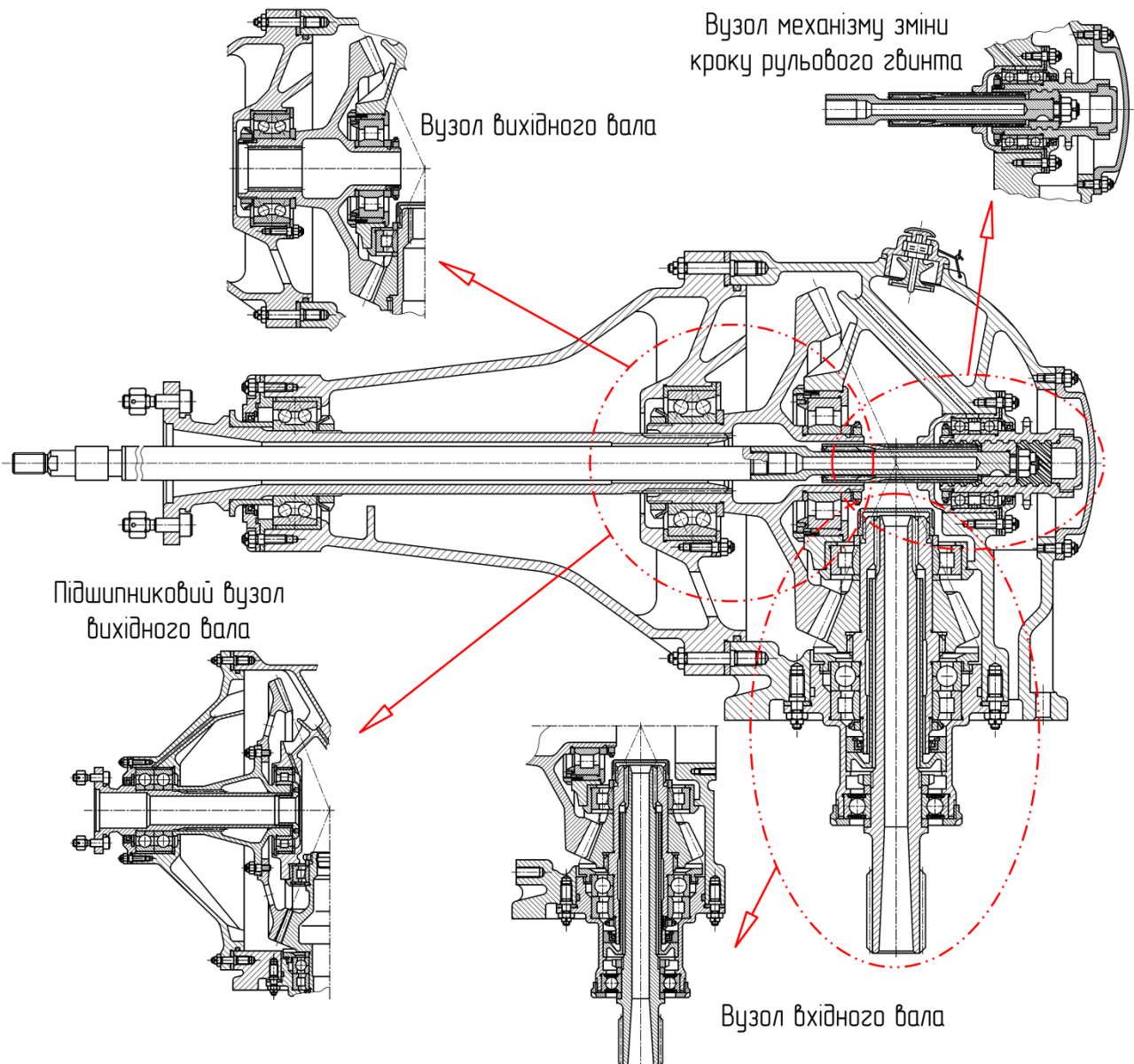
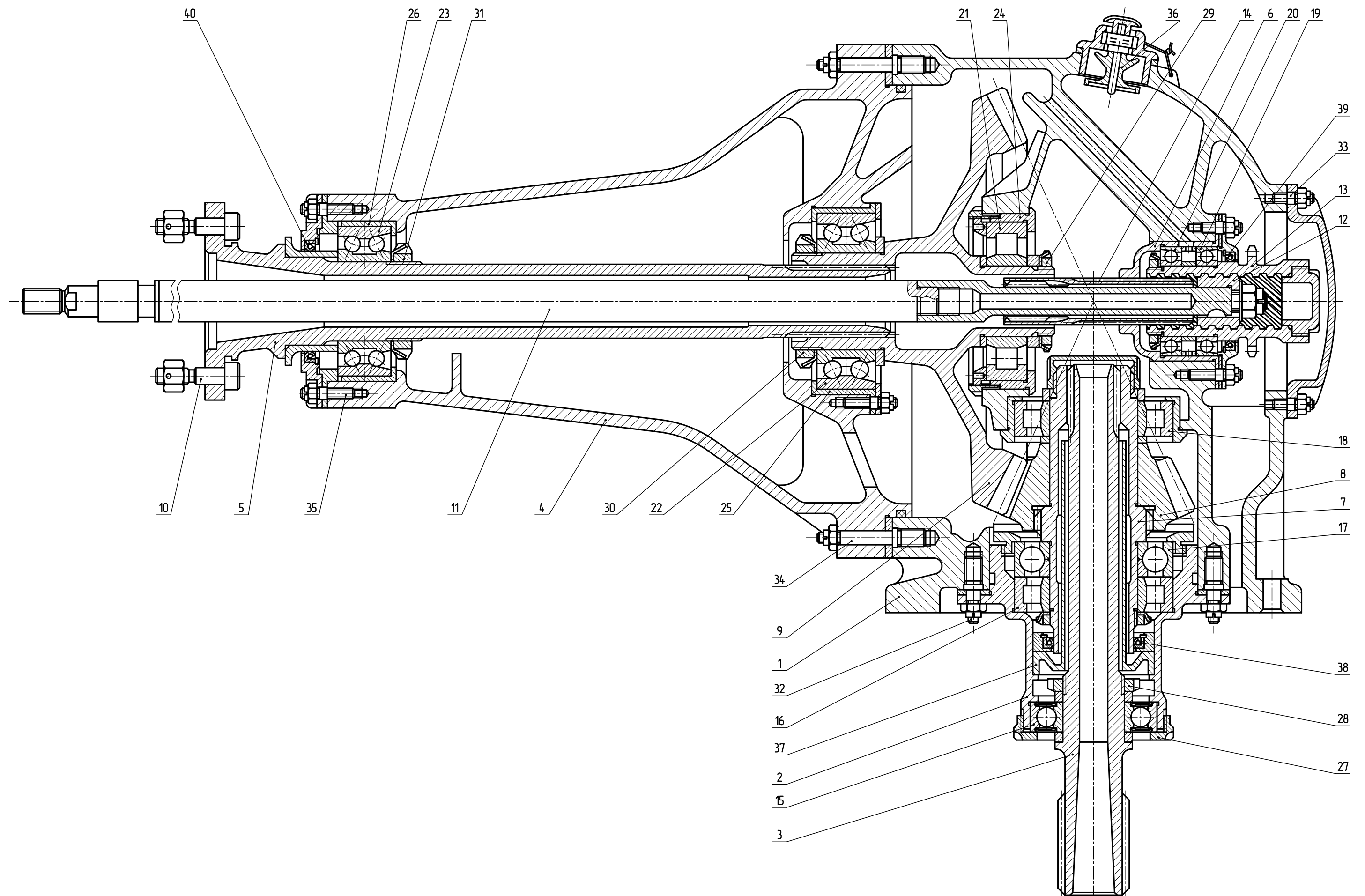


Рис. 3.16 – Схема розташування вузлів у редукторі



ХВОСТОВИЙ РЕДУКТОР ТРАНСМІСІЇ СЕРЕДНЬОГО ВЕРТОЛЬОТА

Кафедра КМ

Варіант 19**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик хвостового редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище на С. 104 – 106.

У нижній частині картера 1 встановлено стальний стакан 2, який закріплено шпильками 3 та гайками 4. Під час вибору посадки стакану 2 в картер 1 необхідно забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану в межах зазору або його перекіс негативно впливає на повноту контакту зубів. Різьба шпильок 3 – метрична, під час вибору посадок шпильок з різьбовими отворами у картері 1 та гайками 4 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд картера редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

У стакані 2 виконано три розточки: дві під підшипники кочення і одну під маслоушільнювальну гільзу. Гільза 5 має циліндричну форму. Нижнім кінцем (основою) гільзу вмонтовано в розточку стакану 2. Верхній кінець гільзи знаходиться між ведучим валом 6 і втулкою 7 на рівні, вищому від рівня мастила у картері. Посадка гільзи 5 у стакан 2 має забезпечити точне центрування деталей, адже нерухома гільза 5 знаходиться у досить вузькій порожнині між двома рухомими деталями – валом 6 і втулкою 7.

Крутний момент від вала 6 до втулки 7 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Посадка шліцьового з'єднання має забезпечити середню точність центрування та можливість розбирання деталей під час регламентного обслуговування вузла. Нижній кінець ведучого вала 6 змонтовано у кульковому радіальному підшипнику 8 закритого типу, який заповнено спеціальною змазкою на весь термін служби.

Втулка 7 обертається у трьох підшипниках. Верхньою опорою втулки 7 є роликовий циліндричний підшипник 9, який сприймає радіальне навантаження. Оскільки матеріал картера 1 має невисоку твердість (виготовлений з литого магнієвого сплаву), то для захисту внутрішньої посадкової поверхні від деформування для посадки зовнішнього кільця підшипника 9 в отвір картера запресовано стальну обойму 10.

Нижньою опорою втулки 7 є два підшипники, які працюють у парі: роликовий радіальний підшипник 11 з циліндричними роликами, який сприймає радіальне навантаження, а також кульковий радіально-упорний підшипник 12 з розрізним внутрішнім кільцем, який сприймає лише осьове навантаження. Радіально-упорні підшипники з розрізним кільцем у загальному випадку можуть сприймати і радіальне навантаження, і осьове з обох боків. У даному випадку, щоб підшипник сприймав лише осьове навантаження, його зовнішнє кільце встановлено з гарантованим радіальним зазором. Щоб це кільце не прокручувалось під час роботи, його зафіксовано гайкою 13.

Ведуче зубчасте конічне колесо 14, яке зачіпляється з веденим колесом 15, встановлено на втулці 7. Зубчасте колесо 14 та втулка 7 контактують одночасно по циліндричній поверхні та по поверхнях шліців евольвентного профілю, причому довжина циліндричної ділянки більша за довжину шліцьової ділянки. Точність центрування деталей по циліндричній поверхні має бути висока, оскільки наявність значних радіальних зазорів негативно впливає на плавність та надійність роботи зубчастої передачі. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

Осьову фіксацію кілець підшипників кочення і нерухомих деталей на валу та втулці здійснено за допомогою гайок. Підшипник 8 по внутрішніх кільцях зафіксовано круглою шліцьовою гайкою 16, а по зовнішніх кільцях – ковпачковою гайкою 17. Підшипники 11 і 12 зафіксовано гайками 13 і 18, а підшипник 9 – ковпачковою гайкою 19. Різьба гайки 13, а також гайок 16...19 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби.

Посадки кілець 20...23 на вали та в отвори повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднань невисока.

Для запобігання витіканню мастильного матеріалу в нижній частині стакана 2 встановлено кільце 24 з гніздом для ущільнювача. Посадка кільця повинна мати середню точність центрування для забезпечення надійної роботи ущільнювача. У верхній частині втулки 7 ковпачкова гайка 19 захищає від витікання мастильного матеріалу через порожнину ведучого вала 6. Точність осьового положення конічного зубчастого колеса 14 досягається компенсаторними прокладками 25, які встановлено між фланцем стакана 2 і картером 1 редуктора.

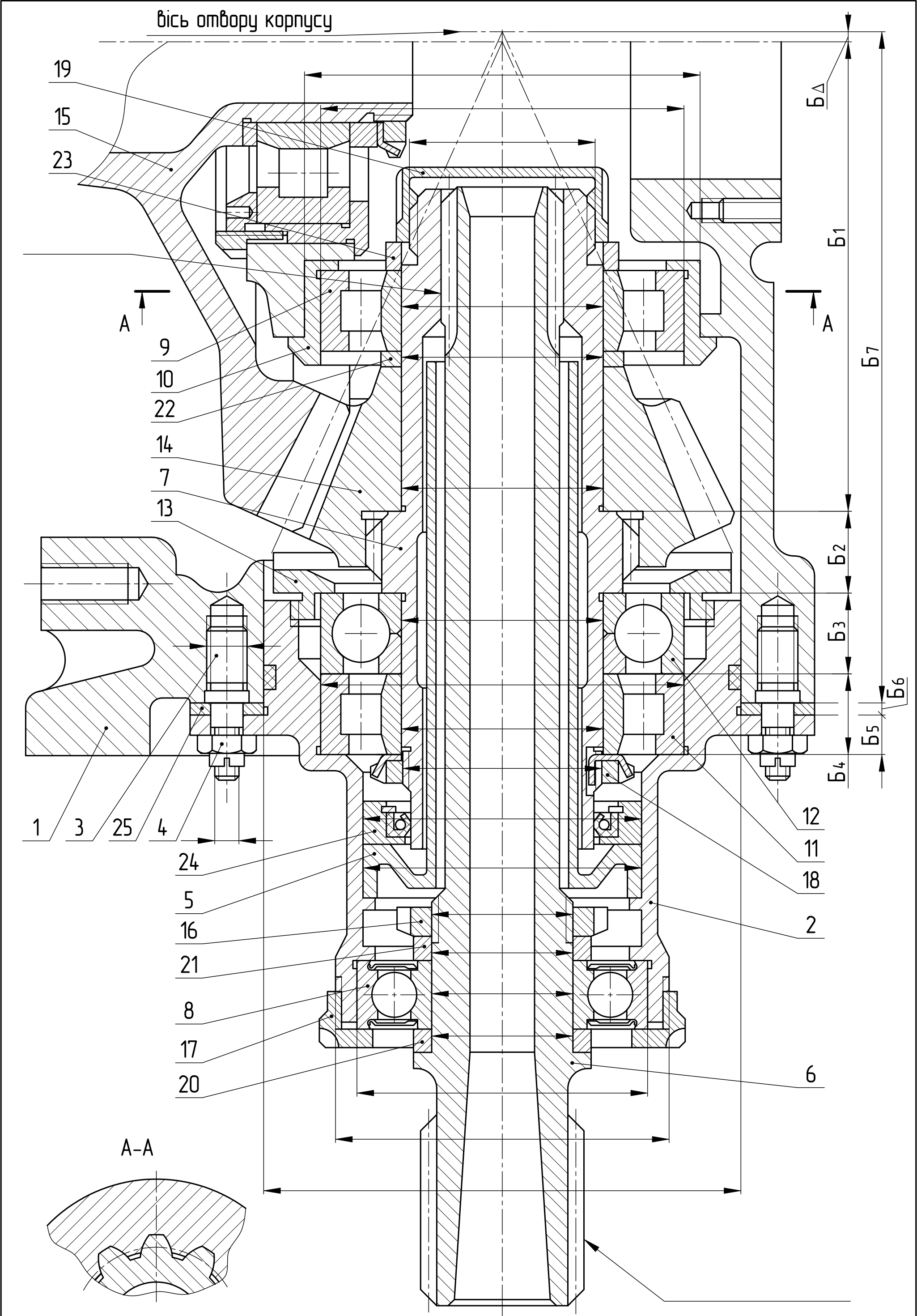
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса зубчастого колеса 14 відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 25 (ланка B_6) – набору прокладок між торцями стакана 2 та картера 1.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8882-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные с уплотнениями. Технические условия.
- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 19	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					109

Варіант 20**ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик хвостового редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище С. 104 – 106.

Обертання від ведучого зубчастого колеса 1 передається до веденого зубчастого колеса 2, яке має шліцьовий отвір евольвентного профілю для з'єднання з вихідним валом редуктора (на кресленику не показано).

Маточина зубчастого колеса 2 спирається на два підшипники кочення. Передній роликовий циліндричний підшипник 3 змонтовано у розточці картера 4, він сприймає радіальне навантаження. Задній дворядний кульковий радіально-упорний підшипник 5 змонтовано у кришці 6 редуктора, він сприймає радіальне та осьове навантаження, що діє з боку конічного зубчастого колеса.

Оскільки картер 4 та кришку 6 виготовлено з магнієвого сплаву і вони мають невисоку твердість, то зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в корпусну деталь. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в картер 4 та кришку 6 запресовано тонкостінні сталеві обойми 7 і 8 відповідно.

Нерухомість обойми 7 у картері 4 під дією вібрацій і навантаження забезпечено за допомогою круглої шліцьової гайки 9. Осьову фіксацію зовнішнього кільця роликового підшипника 3 виконано різьбовим кільцем 10 з отворами на торці під ключ. Кільце 10 загвинчено у внутрішню різьбу гайки 9. Осьову фіксацію внутрішнього кільця підшипника 3 та кілець 11 і 12 на маточині зубчастого колеса 2 виконано шліцьовою гайкою 13 та стопорною багатолапчастою шайбою 14.

Обойму 8 та зовнішнє кільце кулькового дворядного підшипника 5 закріплено на кришці 6 диском 15 та шпильками 16 з гайками 17. Осьову фіксацію внутрішнього кільця підшипника 5 та кільця 18 виконано шліцьовою гайкою 19 та стопорною багатолапчастою шайбою 20.

Різьба гайок 9, 13, 19 та кільця 10 – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Посадки кілець 11, 12 та 18 на маточині зубчастого колеса 2 повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднань невисока.

Кришку 6 розміщено у проточці картера 4 та закріплено шпильками 21 і гайками 22. Під час вибору посадки кришки 6 у картер 4 необхідно забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення кришки в межах зазору або її перекіс негативно впливає на повноту контакту зубів та плавність роботи передачі.

Різьба шпильок 21 – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером 4 та гайками 22 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд картера редуктора. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Для уникнення витікання мастила з редуктора на посадковій поверхні кришки 6 виконано прямокутну проточку, в якій розміщено гумовий ущільнювач 23.

Точність осевого положення конічного зубчастого колеса 2 досягається компенсаторними прокладками 24, які встановлено між торцем кришки 6 і картером 4 редуктора.

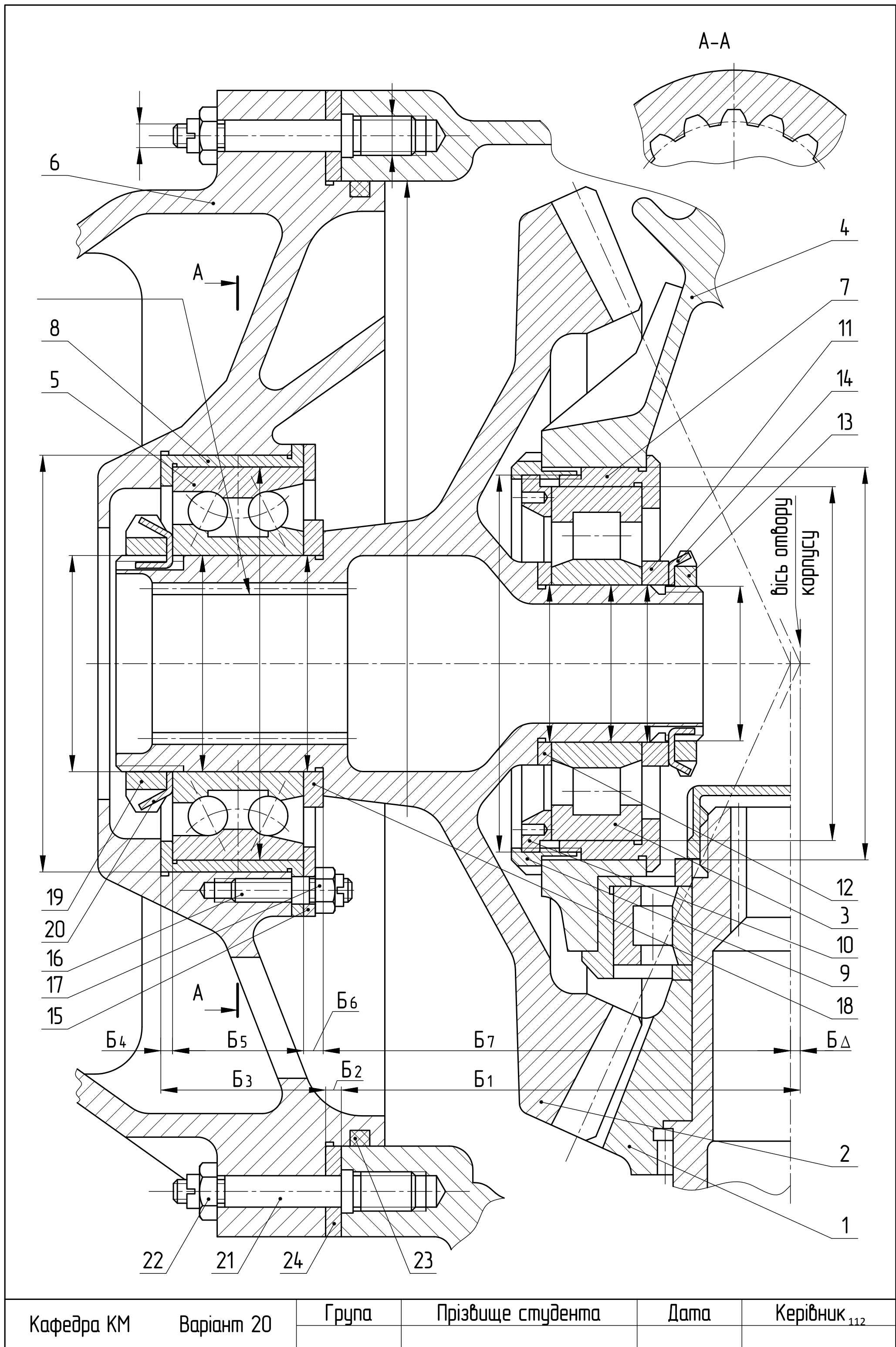
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса зубчастого колеса 2 відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 24 (ланка B_2) – набору прокладок між торцями кришки 6 та картера 4.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4252-75 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
- ГОСТ 8328-75 (СТ СЭВ 4949-84) Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 20	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					112

Варіант 21**ВУЗОЛ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ КРОКУ РУЛЬОВОГО ГВИНТА**

Складальний кресленик хвостового редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище С. 104 – 106.

Механізм зміни кроку рульового гвинта встановлено в розточці перегородки картера 1 редуктора. Зміна кроку рульового гвинта здійснюється переміщенням штока 2, розташованого всередині веденої конічної шестерні та веденого вала (на кресленику не показано).

Один (лівий) кінець штока має метричну різьбу для з'єднання з подовжувачем, який закінчується поводком втулки рульового гвинта. На іншому кінці закріплено бронзовий ходовий гвинт 3 з трапецеїдальною багатозахідною різьбою. Нероз'ємність з'єднання ходового гвинта зі штоком забезпечено сегментною шпонкою 4 та самогальмівною шестигранною гайкою 5.

Посадка ходового гвинта 3 на шток 2 має забезпечити центрування середньої точності та можливість розбирання з'єднання під час регламентного обслуговування вузла. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на штоку 2 та у ходовому гвинті 3.

Ходовий гвинт приводиться у рух сталлюю гайкою, виконаною заодно ціле із зірочкою 6. Через зірочку перекинута втулко-роликовий ланцюг (на кресленику не показано), який передає їй обертальний рух. Різьба ходового гвинта і гайки – трапецеїдальна шестизахідна ліва. Різьбова посадка має забезпечити рухомість з'єднання в умовах змащення.

Від провертання шток 2 утримується шліцями евольвентного профілю, виконаними на внутрішній поверхні отвору у дні стакану 7, та на проміжній шліцьовій втулці 8, яку встановлено між штоком і стаканом. Проміжна втулка 8 має дві шліцьові ділянки: внутрішніми шліцями вона з'єднана із зовнішніми шліцями штока 2, а зовнішніми шліцями – з внутрішніми шліцями стакану 7. Під час вибору способу центрування та посадок шліцьових з'єднань необхідно забезпечити рухомість деталей в осьовому напрямку та можливість незначного погойдування штока для компенсації можливих похибок монтажу вузла. Внутрішню порожнину зірочки 6 з зовнішнього боку закрито різьбовою пробкою 9.

Зірочка 6 обертається у двох кулькових радіально-упорних підшипниках 10 і 11, які сприймають радіальне та осьове навантаження. Зовнішні кільця підшипників змонтовано у сталюму стакані 7, який встановлено у розточці картера 1 редуктора та закріплено кришкою 12, шпильками 13 і самогальмівними гайками 14. Посадка стакану 7 у картер має забезпечити центрування середньої точності та можливість розбирання деталей під час регламентного обслуговування механізму. Різьба шпильок – метрична, під час вибору посадок шпильок з картером та гайками необхідно врахувати, що гайки періодично відкручують для проведення огляду та ремонту вузла, а шпильки при цьому не повинні вигвинчуватись із гнізд у картері. Нанесення захисного покриття на поверхню різьби не передбачено.

У внутрішній циліндричній розточці кришки 12 встановлено гумову армовану манжету 15, яка захищає внутрішню порожнину корпусу підшипників зірочки. Точність центрування кришки 12 в отворі стакану 7 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Осьову фіксацію внутрішніх кілець підшипників 10 і 11 та кільця 16 на маточині зірочки 6 виконано шліцьовою гайкою 17 та стопорною багатолапчастою шайбою 18. А осьову фіксацію зовнішніх кілець підшипників та кільця 19 здійснено кришкою 12.

Посадки кільця 16 на вал та кільця 19 в отвір повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднань невисока.

Різьба гайок 17 та 9 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

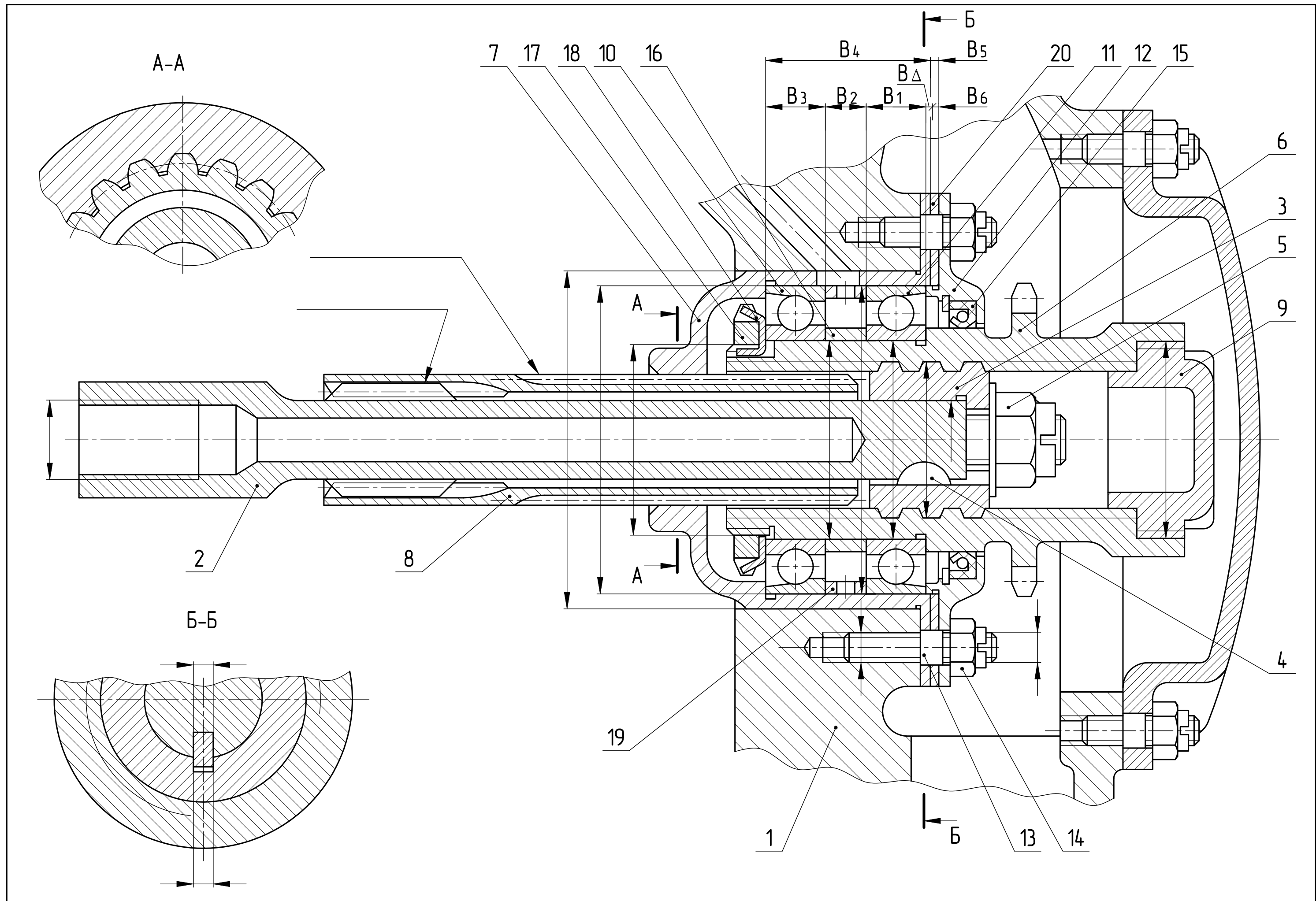
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між кульковим радіально-упорним підшипником 11 та торцем кришки 12. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_6) – набору прокладок між торцями кришки 12 та стакана 7.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,03}_{+0,06}$	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,1}_{+0,2}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 24071:2005 Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы.
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
4. ГОСТ 831-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
5. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
6. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
7. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
8. ОСТ 1 02556-85 Пары винтовые скольжения механизмов управления. Резьба трапецеидальная. Основные размеры и допуски.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
12. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
13. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
14. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 21	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>115</small>

Варіант 22**ПІДШИПНИКОВИЙ ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик хвостового редуктора вертольота та опис його роботи наведено вище С. 104 – 106.

Обертання від ведучої шестерні 1 передається до веденого конічного зубчастого колеса, яке є збірним і складається із зубчастого вінця 2 та маточини 3, з'єднаних між собою шпильками 4 та гайками 5. Посадка зубчастого вінця 2 на маточині 3 має забезпечити високу точність центрування, оскільки наявність значних зазорів негативно впливає на повноту контакту зубів коліс.

Крутний момент від маточини 3 зубчастого колеса до веденого вала 6 передається через шліцьове з'єднання з евольвентним профілем. Центрування деталей відбувається по двох циліндричних поясах. Точність центрування – висока, бо вона впливає на плавність роботи зубчастої передачі. Під час призначення способу центрування та посадки шліцьового з'єднання з евольвентним профілем необхідно врахувати, що з'єднання є нерухомим і основне його призначення – передача крутного моменту.

Маточина 3 разом з вихідним валом 6 обертаються у підшипниках кочення. Правою опорою вузла є роликовий циліндричний підшипник 7, який встановлено у розточці перегородки картера 8 редуктора. Він сприймає радіальне навантаження. Лівою опорою є два кулькових радіально-упорних однорядних підшипники з розрізними внутрішніми кільцями, які встановлено у розточці кришки 9 редуктора. Підшипники працюють у парі. Радіально-упорні підшипники з розрізними кільцями у загальному випадку можуть сприймати і радіальне навантаження, і осьове з обох боків. Підшипник 10 сприймає радіальне та осьове навантаження, а підшипник 11, у даному випадку, сприймає лише осьове навантаження, для цього його зовнішнє кільце встановлено в корпусі з гарантованим радіальним зазором.

Оскільки картер 8 та кришка 9 редуктора виготовлені з магнієвого сплаву і, відповідно, мають невисоку твердість, то, для захисту їх внутрішніх посадкових поверхонь від деформування та задирок, для посадок зовнішніх кілець підшипників 7, 10 та 11 в отвори запресовано сталіні обойми 12 та 13.

Осьову фіксацію зовнішнього кільця роликового підшипника 7 виконано пружинним розрізним плоским кільцем 14, а внутрішнього кільця підшипника – фланцевою гайкою 15. Різьба гайки 15 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Осьова фіксація підшипників 10 і 11 виконана за допомогою кришки 16, яку закріплено шпильками 17 та гайками 18. У гнізді кришки 16 розміщено гумову армовану манжету 19 для запобігання витіканню мастила з картера редуктора. Осьове переміщення манжети обмежено розрізним пружним кільцем 20. Точність центрування кришки 16 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Різьба шпильок 17 – метрична, під час вибору посадок шпильок з кришкою 9 та гайками 18 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд кришки. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

Кришку 9 редуктора разом з вузлом вихідного вала закріплено на картері 8 шпильками 21 та гайками 22. Посадка кришки 9 має забезпечити високу точність центрування, оскільки наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипників та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Точність осевого положення конічного зубчастого вінця 2 забезпечується компенсаторними прокладками 23, які встановлено між торцем стакана 9 і картером 8 редуктора.

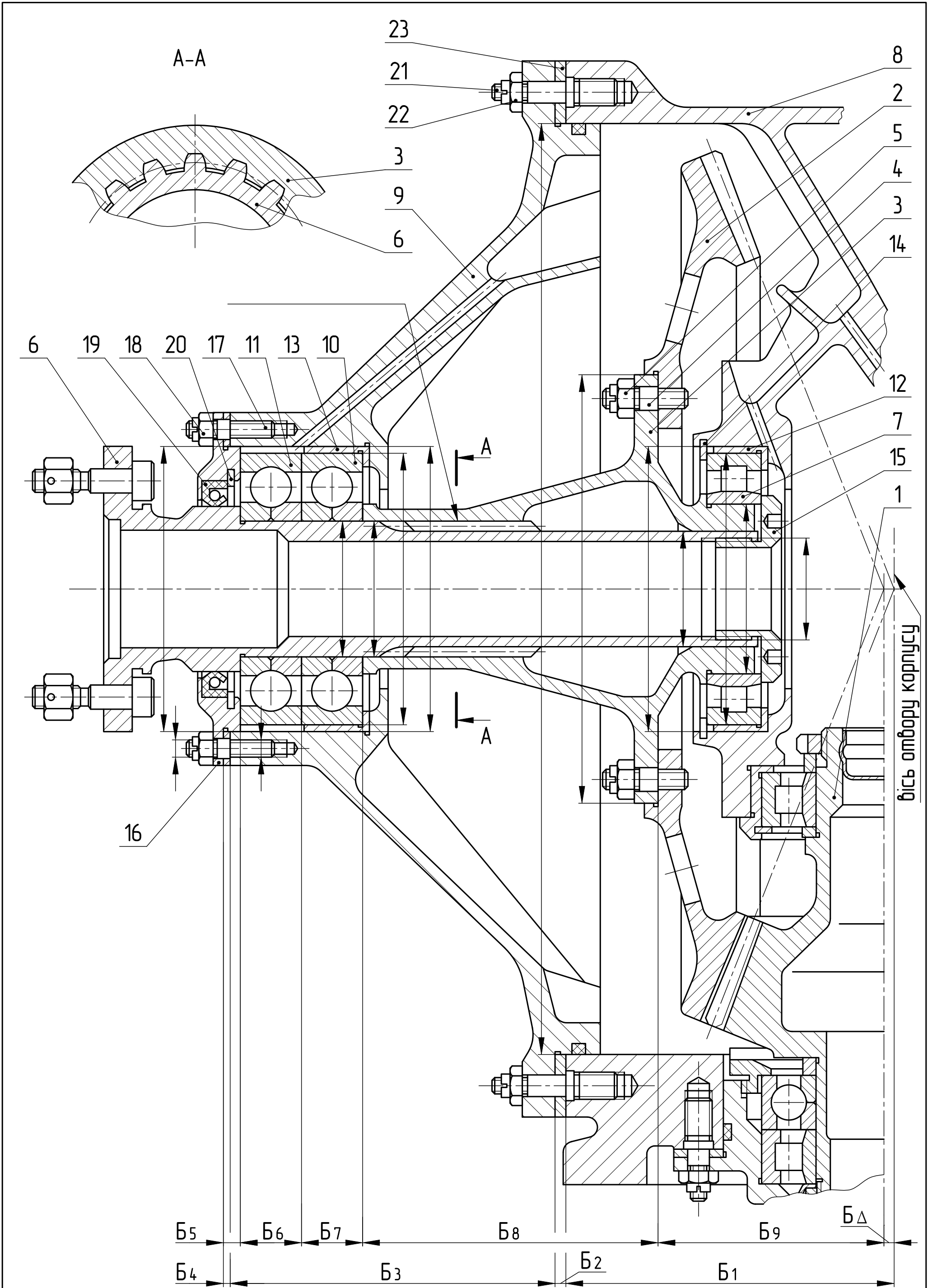
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 23 (ланка B_2) – набору прокладок між торцями стакана 9 та картера 8.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів	k			
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН	R			
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки B_{Δ} , мм	$0^{+0,02}_{+0,04}$	$0^{+0,03}_{+0,05}$	$0^{+0,04}_{+0,07}$	$0^{+0,06}_{+0,15}$
5	Граничні відхилення замикальної ланки B_{Δ} , мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8328-75 (СТ СЭВ 4949-84) Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 10790-85 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические для температур до 300°C. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 22	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					118

3.8 ГВИНТОВИЙ ПІДЙОМНИК СТАБІЛІЗАТОРА ЛІТАКА

Підйомник стабілізатора призначений для перетворення обертання вихідного вала електромеханізму у зворотно-поступальний рух ходового гвинта для відхилення стабілізатора (див. п. 3.1.3.3). У якості прототипу було використано елементи конструкції підйомника стабілізатора літака Ту-154 [1]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 121.

Підйомник встановлено на кронштейні і закріплено на нервюрі кіля літака. Підйомник стабілізатора складається з двоступінчастого понижувального редуктора, пари гвинт-гайка для перетворення обертального руху в поступальний та елементів кріплення.

Корпус 1 підйомника виконано з литого магнієвого сплаву. Ведучий вал-шестерня 2 отримує обертання від електромеханізму (на кресленнику не показано) і через проміжну блок-шестерню 3 передає його до веденого зубчастого колеса 4. Ведене зубчасте колесо 4 з'єднано з гайкою 5 підйомника. Всередині бронзової гайки 5 переміщується сталевий гвинт 6, утворюючи пару ковзання. Гвинтова пара має кінематичну різьбу трапецеїдального профілю. Така передача, порівняно з кулько-гвинтовою, є менш швидкісною та довговічною, але забезпечує самогальмування та надійність роботи під час реверсування напрямку руху.

Вали та зубчасті колеса механізму для зниження сили тертя обертаються у підшипниках кочення. Вал-шестерня 2 – у кулькових радіальних підшипниках 7 і 8, блок-шестерня 3 – у кульковому радіальному підшипнику 9 та роликовому радіальному голчастому 10, ведене зубчасте колесо 4 разом зі стаканом 11 – у кулькових радіальних підшипниках 12 і 13. Осьове навантаження механізму вздовж осі гвинта сприймають упорні підшипники 14 та 15. Ведене зубчасте колесо 4 з'єднано зі стаканом 11 за допомогою зубчастого (шліцьового) торцевого з'єднання (див. вид I, розріз А-А).

У крайніх положеннях хід гвинта обмежено упорами 16 та 17. Підйомник приєднано до вузлів кріплення на кілі та стабілізаторі за допомогою карданних вузлів 18 і 19. Таким чином, обертання від електромеханізму через редуктор передається на гайку, а гвинт підйомника, переміщуючись у гайці, відхиляє стабілізатор. Для підвищення надійності механізму гвинт підйомника дублюється стрижнем 20, який розміщено всередині порожнистого гвинта 6.

Для зниження маси деталі підйомника – вали, стакани, зубчасті колеса виконано порожнистими. Для запобігання витіканню мастила між валом 6 та гайкою 5 встановлено ущільнювачі 21 і 22, а в гніздах корпусу та кришок редуктора розміщено гумові армовані манжети 23, 24, 25 та 26.

Нижче наведено два варіанти завдань, які є частинами підйомника стабілізатора. Вони взяті безпосередньо з кресленика механізму:

- редуктор підйомника стабілізатора;
- механізм переміщення гвинта підйомника стабілізатора.

До кожного з варіантів наведені описи роботи вузлів та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.17 наведено схему розташування окремих вузлів у механізмі.

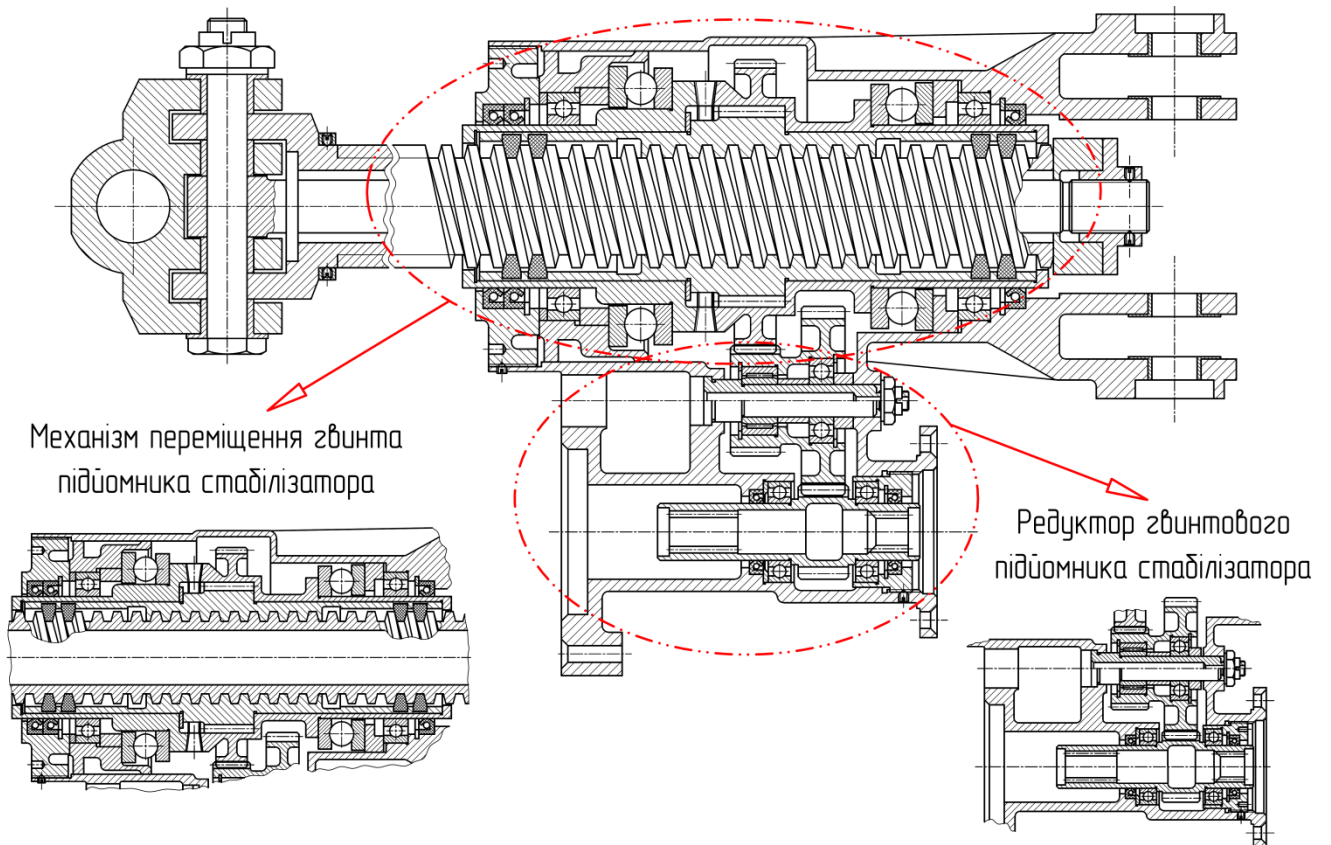
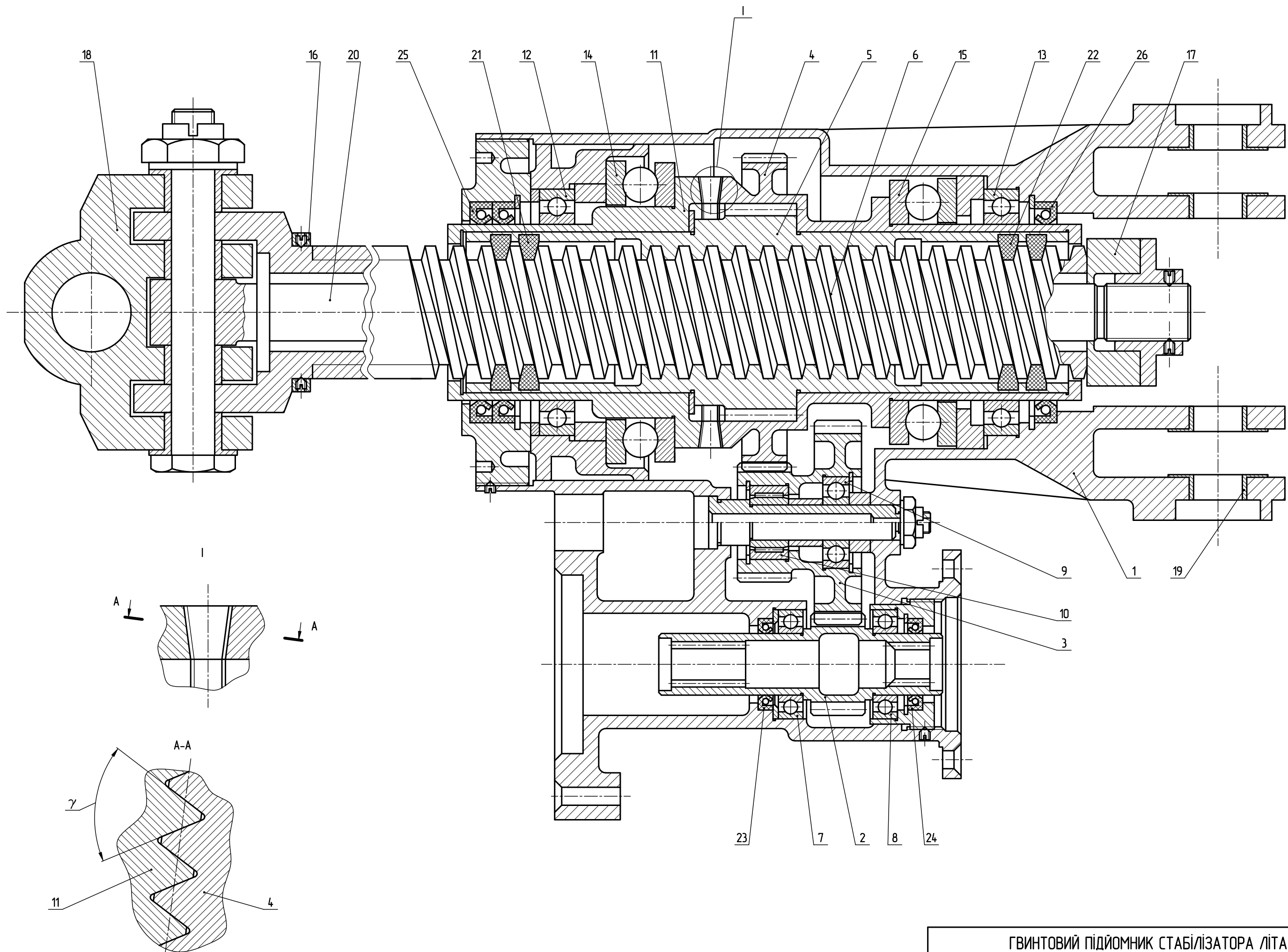


Рис. 3.17 – Схема розташування вузлів у механізмі



ГВИНТОВИЙ ПІДЙОМНИК СТАБІЛІЗАТОРА ЛІТАКА

Кафедра КМ

Варіант 23**РЕДУКТОР ГВИНТОВОГО ПІДЙОМНИКА СТАБІЛІЗАТОРА**

Складальний кресленик підйомника стабілізатора літака та опис його роботи наведено вище на С. 119 – 121.

Обертальний рух порожнистий вал-шестерня 1 отримує від електромеханізму за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем і передає його через другий кінець вала до механізму кінцевих вимикачів (на кресленику не показано), а через циліндричну зубчасту передачу – до веденої блок-шестерні 2. Вал-шестерня 1 обертається у двох кулькових радіальних підшипниках 3 і 4. Лівий підшипник 3 встановлено безпосередньо у корпус 5 редуктора, а правий підшипник 4 – у тонкостінний рухомий стакан 6. Стакан 6 на зовнішній поверхні має дві ділянки – циліндричну та різьбову. Циліндрична ділянка призначена для базування у розточці корпусу 5, а різьбова – для здійснення осьових переміщень та регулювання зазору у підшипниковому вузлі. У заданому положенні стакан зафіксовано встановлювальним гвинтом 7 з кінцевим кінцем.

Посадка стакана 6 у корпус 5 має забезпечити високу точність центрування, бо наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала-шестерні і призводить до перекосу кілець підшипників та збільшення концентрації навантаження зубів коліс. Крім того, манжета 8, розміщена у гнізді стакана 6, має щільно прилягати до вала-шестерні 1 без перекосів для недопущення витікання мастила з корпусу. Осьове положення манжети зафіксовано стопорним кільцем 9.

Між лівим підшипником 3 та корпусом 5 редуктора встановлено кільце 10. Посадка кільця 10 у корпус повинна забезпечити можливість повороту кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей.

Проміжна блок-шестерня 2 передає крутний момент від ведучого вала-шестерні 1 до веденого зубчастого колеса 11. Блок-шестерня 2 обертається у двох підшипниках: лівому роликовому радіальному голчастому 12 і правому кульковому радіальному 13, які встановлено на нерухомій осі* 14. Порожниста вісь 14 базується в корпусі редуктора по двох циліндричних поясах. Для уникнення повертання осі у корпусі її закріплено самостопорною гайкою 15. Посадки осі 14 у корпусі мають забезпечити її обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення осі в межах зазору або її перекоє негативно впливають на повноту контакту зубів коліс. Необхідно також врахувати, що з'єднання періодично розбирають для проведення регламентного обслуговування вузла. Різьба шестигранної високої цільнометалевої самостопорної гайки 15 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби.

На осі 14 встановлено дистанційні кільця 16 і 17. Точність з'єднань невисока, посадки мають забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей – осі 14 та внутрішніх кілець підшипників кочення 12 і 13. Осьове положення блок-шестерні 2 на осі 14 зафіксовано з обох боків упорними пружними плоскими кільцями 18 і 19, розміщеними у кільцевих проточках маточини блок-шестерні.

* Вісь – це деталь машин і механізмів, яка призначена лише для підтримки деталей, розміщених на ній, і, на відміну від вала, не бере участі у передачі корисного крутного моменту. Осі можуть бути рухомі та нерухомі

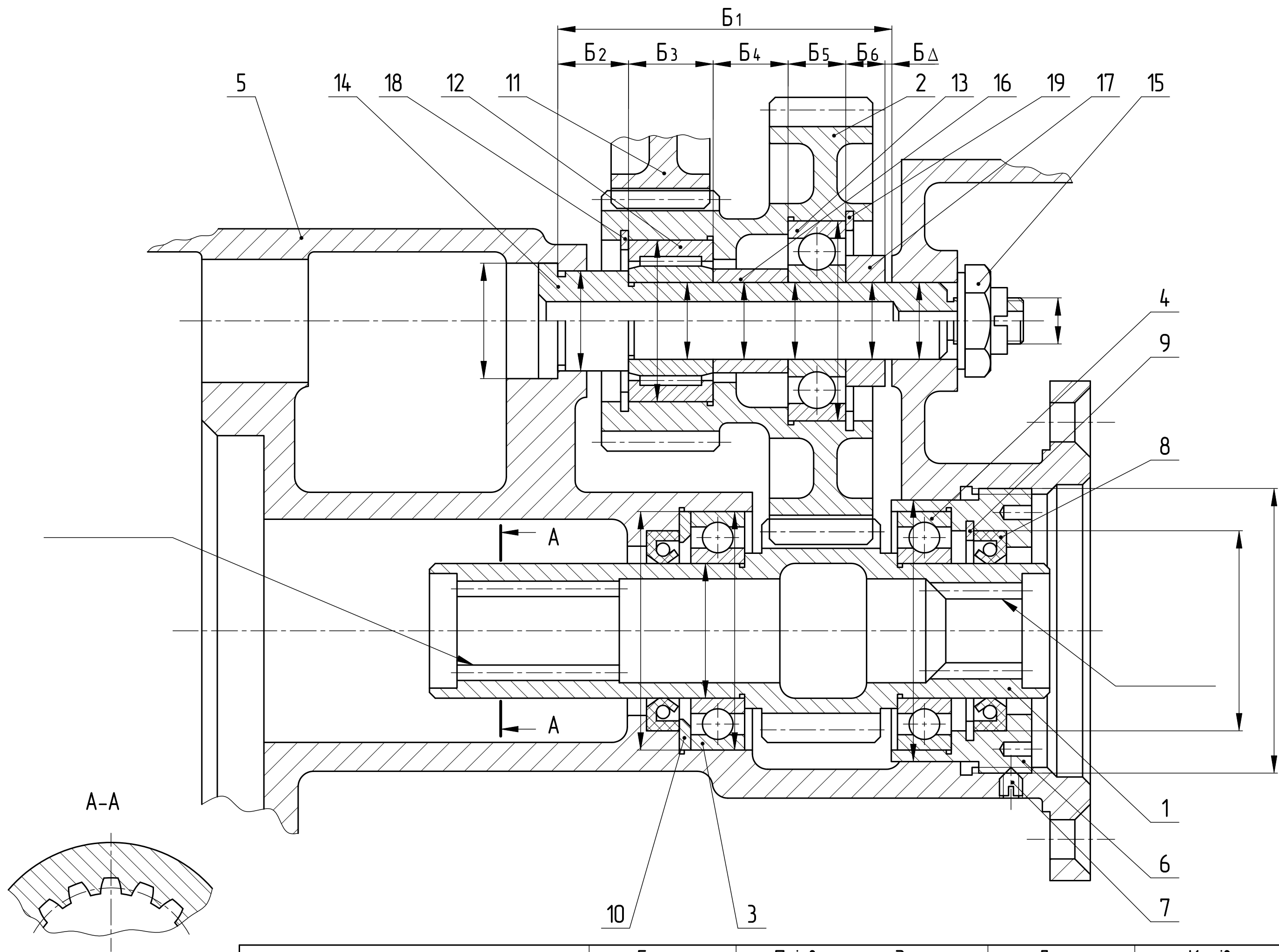
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між торцем дистанційного кільця 17 та торцевою поверхнею корпусу 5. Зазор призначений для компенсації теплових деформацій деталей підшипникового вузла.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,03}_{+0,06}$	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,1}_{+0,2}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 8338:2008 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
2. ГОСТ 4657-82 Подшипники роликовые радиальные игольчатые однорядные. Основные размеры. Технические требования.
3. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
4. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
5. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
6. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
7. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
8. ОСТ 1 10790-85 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические для температур до 300°C. Конструкция и размеры.
9. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
10. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 23	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>124</small>

Варіант 24**МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ГВИНТА ПІДЙОМНИКА СТАБІЛІЗАТОРА**

Складальний кресленик підйомника стабілізатора літака та опис його роботи наведено вище С. 119 – 121.

Ведене циліндричне прямозубе зубчасте колесо 1 отримує обертання від проміжної блок-шестерні 2 та за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем передає його до гайки 3 механізму. Фактично бронзова гайка 3 розміщена в сталевому корпусі, який складається з двох деталей: з правого боку – маточина зубчастого колеса 1, а з лівого боку – втулка 4. Між собою деталі з'єднано за допомогою зубчастого (шліцьового) торцевого з'єднання (див. вид I, переріз А-А). Під час стягування деталей осьовим зусиллям відбувається їх самоцентрування по зубах трикутного профілю.

Зубчасте колесо 1 разом з втулкою 4 обертаються у двох кулькових радіальних підшипниках, які сприймають радіальне навантаження. Правий підшипник 5 змонтовано безпосередньо у корпусі 6 механізму, а лівий підшипник 7 – у сталевому стакані 8, розміщеному в корпусі 6. Посадки гайки 3 з зубчастим колесом 1 та втулкою 4 по циліндричній поверхні мають забезпечити високу точність центрування, бо відносно радіальне зміщення деталей негативно впливає на якість роботи зубчастої передачі. Також необхідно врахувати, що деталі періодично розбирають під час проведення регламентного обслуговування.

Шліцьове евольвентне з'єднання зубчастого колеса 1 з гайкою 3 призначене лише для передачі крутного моменту, точність з'єднання – невисока. Посадка стакана 8 у корпус 6 має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо перекид деталей призводить до збільшення концентрації навантажень витків різьби.

Упорні підшипники 9 і 10 призначені для сприйняття осьового навантаження підйомника. Посадки тугих кілець підшипників на втулку 4 та маточину зубчастого колеса 1 мають забезпечити високу точність центрування, а вільні кільця у корпус – можливість їх самовстановлення у радіальному напрямку.

Осьову фіксацію підшипників та дистанційних кілець, розміщених на втулці 4 та маточині зубчастого колеса 1 виконано круглою гайкою 11 з торцевими отворами під ключ. Різьба гайки – метрична, крок – дрібний. Різьба з дрібним кроком має менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень. У заданому положенні гайку 11 зафіксовано встановлювальним гвинтом 12 з конічним кінцем.

Точність з'єднань дистанційних кілець 13 і 14 у стакан 8 та кільця 15 у корпус 6 – невисока, посадки мають забезпечити щільне прилягання торцевих поверхонь суміжних деталей.

У гніздах гайки 11 та корпусу 6 встановлено гумові армовані манжетні ущільнювачі 16 і 17, які мають щільно прилягати до рухомих частин без перекосів для недопущення витікання мастила з корпусу. Осьове переміщення манжет обмежено плоскими пружинними упорними кільцями 18 та 19.

Обертання гайки 3 перетворюється у поступальний рух гвинта 20 (гвинт утримується від прокручування механізмами кріплення до стабілізатора). Різьба гвинта і гайки – трапецеїдальна двозахідна. Різьбова посадка має забезпечити рухомість з'єднання в умовах змащення. Порож-

нини між гайкою 3 та гвинтом 20 заповнюють пластичним змащувальним матеріалом і закривають з обох боків ущільнювачами 21 та 22.

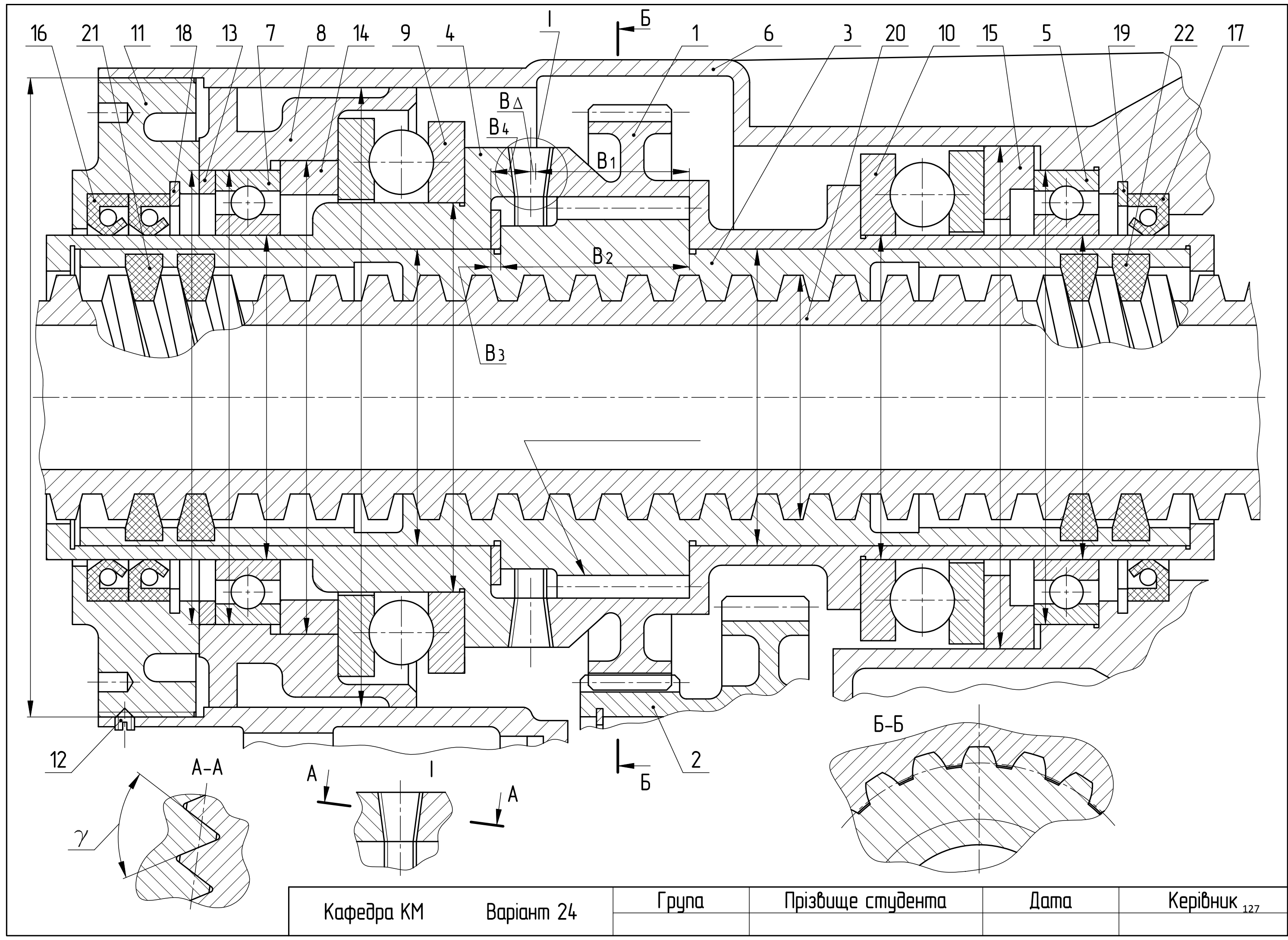
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між торцевими поверхнями зубів (шліців) маточини зубчастого колеса 1 і втулки 4. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора (ланка B_3) – набору прокладок, які встановлено між торцевими поверхнями зубчастого колеса 1 і втулки 4.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,069}_{+0,026}$	$0^{+0,110}_{+0,041}$	$0^{+0,085}_{+0,030}$	$0^{+0,100}_{+0,035}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 8338:2008 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
2. ГОСТ 7872-89 Подшипники упорные шариковые одинарные и двойные. Технические условия.
3. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
4. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
5. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
6. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
7. ОСТ 1 02556-85 Пары винтовые скольжения механизмов управления. Резьба трапецеидальная. Основные размеры и допуски.
8. ОСТ 1 03743-84 Соединения зубчатые (шлицевые) торцовые. Параметры. Технические требования.
9. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
10. ОСТ 1 10790-85 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические для температур до 300°C. Конструкция и размеры.



Кафедра КМ	Вариант 24	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					127

3.9 МЕХАНІЗМ ВИПУСКУ І ПРИБИРАННЯ ЗАКРИЛОК ЛІТАКА

Механізм випуску і прибирання закрилок призначений для перетворення обертального руху трансмісії у поступальний рух закрилок літака (див. п. 3.1.3.2). У якості прототипу було використано елементи конструкції підйомника закрилок літака Ту-154 [1]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 130.

Зазвичай на кожний закрилок встановлюють два механізми випуску і прибирання, які з'єднують між собою трубчастими конструкціями, карданами та шліцьовими наконечниками (на кресленику не показано). Ліву вилку 1 через карданний механізм закріплено на нерухомому кронштейні на крилі літака, а праву вилку 2 через вузол кріплення – на рухомому закрилку.

Механізм випуску і прибирання закрилок складається з конічного знижувального редуктора та кулькової гвинтової передачі. Редуктор розміщено у литому корпусі 3 підйомника закрилок. Він складається з пари конічних зубчастих коліс, встановлених у підшипниках кочення 4, 5, 6. Ведучу шестерню 7 за допомогою шліців з'єднано з валами трансмісії, а ведене зубчасте колесо 8 – з гвинтом 9 кулькової гвинтової передачі.

Для зниження сили тертя гвинтової пари, переміщення гайки 10 по гвинту здійснено на кульках 11. Кульки заповнюють фігурну канавку у гайці і утворюють ланцюжок. Неперервність циркуляції кульок забезпечено перепускним каналом, виконаним у гайці. Під час обертання гвинта гайку утримують від прокручування, і вона здійснює позовжнє поступальне переміщення, при цьому у гвинтовій парі тертя ковзання замінюється тертям кочення.

Для захисту робочої поверхні гвинта від зовнішніх впливів гвинтову пару закрито гільзою 12, яку закріплено на гайці гвинтами 13. До гільзи прикріплено вилку 2, яка, в свою чергу, з'єднується із закрилком літака. Конструкція передбачає можливість регулювання довжини ходу гайки разом з гільзою та вилкою. Для цього вилку загвинчують у гільзу і в заданому положенні фіксують, через упорну втулку 16 круглою шліцьовою гайкою 14 зі стопорною шайбою 15.

Для обмеження ходу гайки у крайніх положеннях розміщено упори 17 і 18, адже у кульковій гвинтовій передачі, на відміну від звичайної гвинтової пари ковзання практично відсутнє явище самогальмування. Для запобігання витіканню мастила з гвинтовою пари у гайці з обох боків встановлено сальники 19 та 20, а в корпусі редуктора встановлено ущільнювальні кільця 21, 22, 23.

Нижче наведено два варіанти виконання редуктора механізму випуску і прибирання закрилок. Перший варіант взято безпосередньо з кресленика механізму, а другий варіант є модифікацією вузла цього ж редуктора:

- редуктор механізму випуску і прибирання закрилок;
- редуктор гвинтового підйомника закрилок.

До кожного з варіантів наведені описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.18 наведено схему розташування окремих вузлів у механізмі.

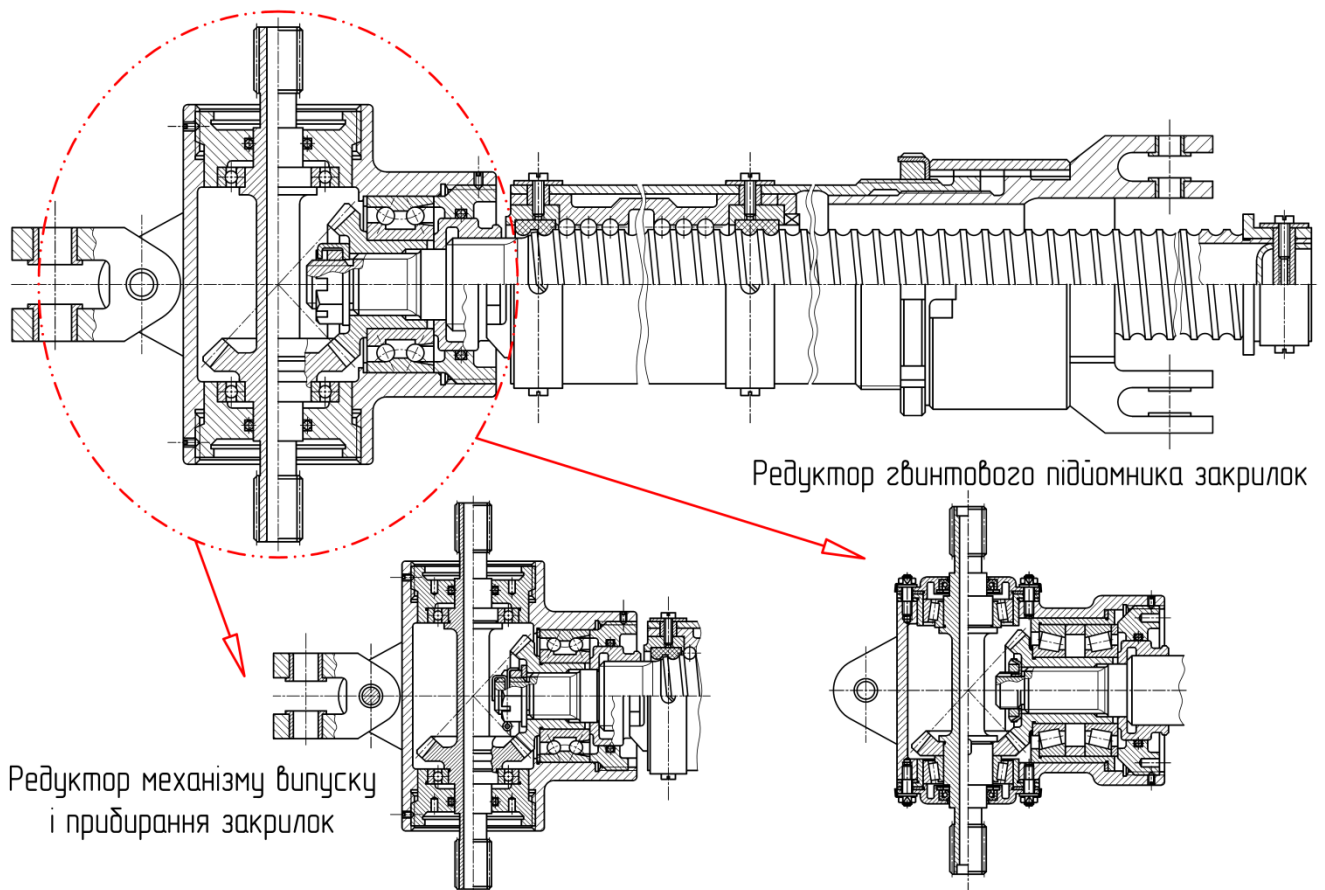
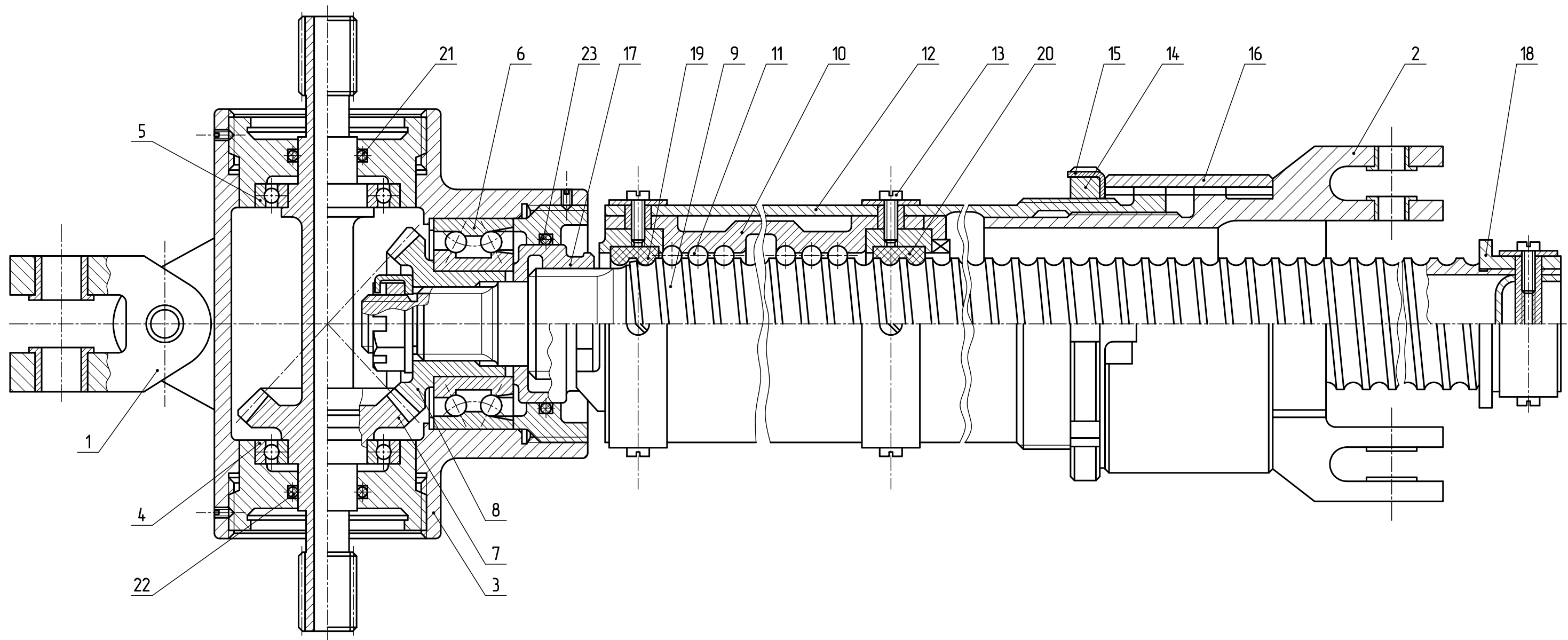


Рис. 3.18 – Схема розташування вузлів у механізмі



МЕХАНІЗМ ВИПУСКУ І ПРИБИРАННЯ ЗАКРИЛОК ЛІТАКА

Кафедра КМ

Варіант 25**РЕДУКТОР МЕХАНІЗМУ ВИПУСКУ І ПРИБИРАННЯ ЗАКРИЛОК**

Складальний кресленик механізму випуску і прибирання закрилок літака та опис його роботи наведено вище на С. 128 – 130.

Вхідний порожнистий вал-шестерня 1 обертається у двох кулькових радіальних підшипниках 2 і 3, встановлених у стаканах 4 і 5. Вхідний та вихідний кінці вала-шестерні 1 мають шліці евольвентного профілю і призначені для передачі крутного моменту між елементами трансмісії. Стальні стакани 4 і 5 разом з підшипниковими вузлами розміщено у розточках корпусу 6 з литого магнієвого сплаву. Стакани захищають корпус, що має невисоку твердість, від зминання та розвальцьовування посадкових поверхонь. Стакани мають циліндричну та різбову ділянки. Гладка циліндрична ділянка призначена для базування стаканів у корпусі механізму, а різбова – для здійснення осьового переміщення стаканів відносно корпусу і регулювання зазорів у підшипникових вузлах, а також для регулювання положення конічної шестерні відносно осі парного зубчастого колеса. У заданому положенні стакани зафіксовано встановлювальними гвинтами 7 і 8 з конічними кінцями і прямими шліцами.

Посадки стаканів 4 і 5 у корпус мають забезпечити їх обов'язкове центрування, оскільки наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала-шестерні 1 і призводить до перекосу кілець підшипників та збільшення концентрації навантаження зубів коліс. Різьба стаканів 4 і 5 метрична. Для підвищення точності регулювання, крок різьби має бути дрібний, а зазор у різбових з'єднаннях – мінімальний.

Крутний момент вал-шестерня 1 передає конічному зубчастому колесу 9, яке розміщено на кінці гвинта 10. На гвинті 10 встановлено також упор 11, який обмежує осьове переміщення ходової гайки. Центрування упора 11 та конічного зубчастого колеса 9 на гвинті 10 здійснюється по шліцьових ділянках з прямобічним профілем, а по циліндричних поверхнях деталей виконані гарантовані зазори. Під час вибору посадки шліцьового з'єднання упора 11 з гвинтом 10 треба врахувати, що з'єднання є нерухомим і точність центрування середня. Посадка конічного зубчастого колеса 9 на гвинт 10 має забезпечити високу точність центрування, бо наявність значних зазорів негативно впливає на повноту контакту зубів коліс та плавність роботи передачі.

Опорою ходового гвинта є дворядний кульковий радіально-упорний підшипник 12. Внутрішнє кільце підшипника та деталі на гвинті зафіксовано корончастою гайкою 13 з шплінтом 14. Осьову фіксацію зовнішнього кільця підшипника здійснено гайкою 15 та зафіксовано встановлювальним гвинтом 16 з конічним кінцем. Різьба гайок 13 і 15 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального діаметра різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Регулювання осьового положення конічного зубчастого колеса 9 здійснюють за допомогою набору компенсаторних прокладок 17.

Для запобігання витіканню мастила з корпусу редуктора передбачені гумові ущільнювальні кільця 18, 19, 20, встановлені у гніздах стаканів 4 і 5 та гайки 11.

У вилку 21 карданного механізму запресовано втулки 22. Натяг у з'єднаннях повинен забезпечити нерухомість деталей та не викликати значної деформації внутрішніх посадкових поверхонь втулок.

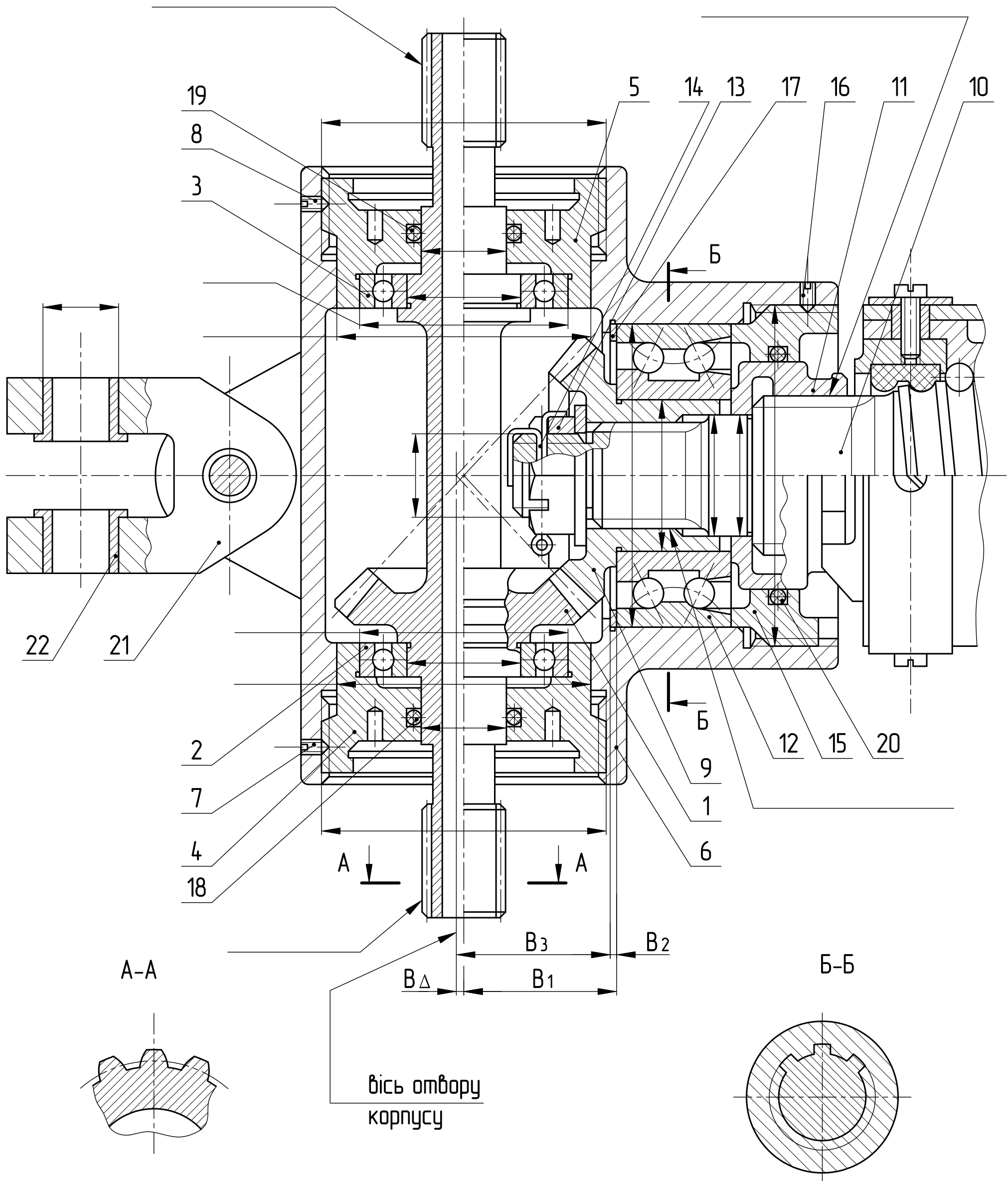
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 17 (ланка B_2) – набору прокладок між торцями корпусу 6 та підшипника 12.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 4252:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
2. ДСТУ ГОСТ 8338:2008 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
3. ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
4. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
5. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
6. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
7. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
8. ОСТ 1 11118-73 Втулки для запрессовки. Конструкция и размеры.
9. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
10. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 25	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					133

Варіант 26**РЕДУКТОР ГВИНТОВОГО ПІДЙОМНИКА ЗАКРИЛОК**

Складальний кресленик механізму випуску і прибирання закрилок літака та опис його роботи наведено вище на С. 128 – 130.

Вхідний порожнистий вал 1 встановлено у двох роликових конічних підшипниках 2 і 3, які сприймають радіальне та осьове навантаження. Кінці вала 1 мають шліці евольвентного профілю для передачі крутного моменту до шліцьових втулок трансмісії. За допомогою двох шпонів 4 і 5 обертання від вала 1 передається до ведучої шестерні 6, а від неї – до веденої шестерні 7, зв'язаної з ходовим гвинтом 8.

Посадка конічної шестерні 6 на вал 1 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастого вінця у зібраній передачі та плавність роботи. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на валу 1 та у конічній шестерні 6.

Оскільки твердість матеріалу корпусу 9 невисока (відлито з магнієвого сплаву), то для запобігання деформуванню посадкових поверхонь корпусу підшипники 2 і 3 змонтовано у тонкостінних сталевих стаканах 10 і 11. Посадки стаканів 10 і 11 у корпус 9 мають забезпечити високу точність центрування, бо наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс. Також необхідно врахувати, що стакани разом з підшипниковими вузлами можуть періодично переміщуватися відносно корпусу для регулювання осьового положення конічної шестерні 6.

Підшипникові вузли від зовнішніх впливів та від витікання мастила з корпусу закрито кришками 12 і 13 з наскрізними отворами для виходу кінців вала 1 та гніздами для розміщення ущільнювачів манжетного типу 14 і 15. Точність центрування кришок у стаканах 10 і 11 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Кришки 12 і 13, а також стакани 10 і 11 закріплено на корпусі шпильками 16 та шестигранними гайками 17 зі стопорними шайбами 18 з лапкою. Різьба з'єднань – метрична, під час вибору посадок шпильок з корпусом та гайками необхідно врахувати, що шпильки не повинні викручуватись із гнізд корпусу 7 під час розгвинчування гайок 15. Нанесення захисного покриття на різьбу не передбачено.

Регулювання зазорів у конічних підшипниках 2 і 3 виконують за допомогою кілець 19 і 20 між кришками 12 і 13 та стаканами 10 і 11. Точність осьового положення конічного зубчастого колеса 6 досягається компенсаторними прокладками 21 і 22, які встановлено між фланцями стаканів 10 і 11 та корпусом 9 редуктора.

Ведене конічне зубчасте колесо 7 передає крутний момент до гвинта 8 за допомогою нерухомого шліцьового з'єднання з прямобічним профілем. Вибраний спосіб центрування та посадки по приєднувальних поверхнях мають забезпечити високу точність центрування, оскільки це впливає на плавність роботи зубчастої передачі.

Зубчасте колесо 7 обертається у двох роликових конічних підшипниках кочення 23 і 24, змонтованих у сталевому стакані 25. На гвинті 8 встановлено упор 26 для обмеження переміщення гайки механізму. Упор обертається разом з гвинтом. Центрування деталей відбувається по поверхні більшого діаметра, а по поверхні меншого діаметра виконано гарантований зазор.

Осьову фіксацію зубчастого колеса 7, підшипників 23 і 24 та інших нерухомих деталей на кінці гвинта 8 забезпечено з лівого боку круглою шліцьовою гайкою 27 зі стопорною багатолапчастою шайбою, а з правого боку – гайкою 28, яку в заданому положенні зафіксовано встановлювальними гвинтами 29. Точність осьового положення конічного зубчастого колеса 7 досягається компенсаторними прокладками 30, які встановлено між фланцями стакана 25 та корпусом 9 редуктора. Різьба гайок 27 і 28 – метрична, крок – дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Посадки кілець 30, 31, 32 у стакані і корпусі повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність з'єднань невисока.

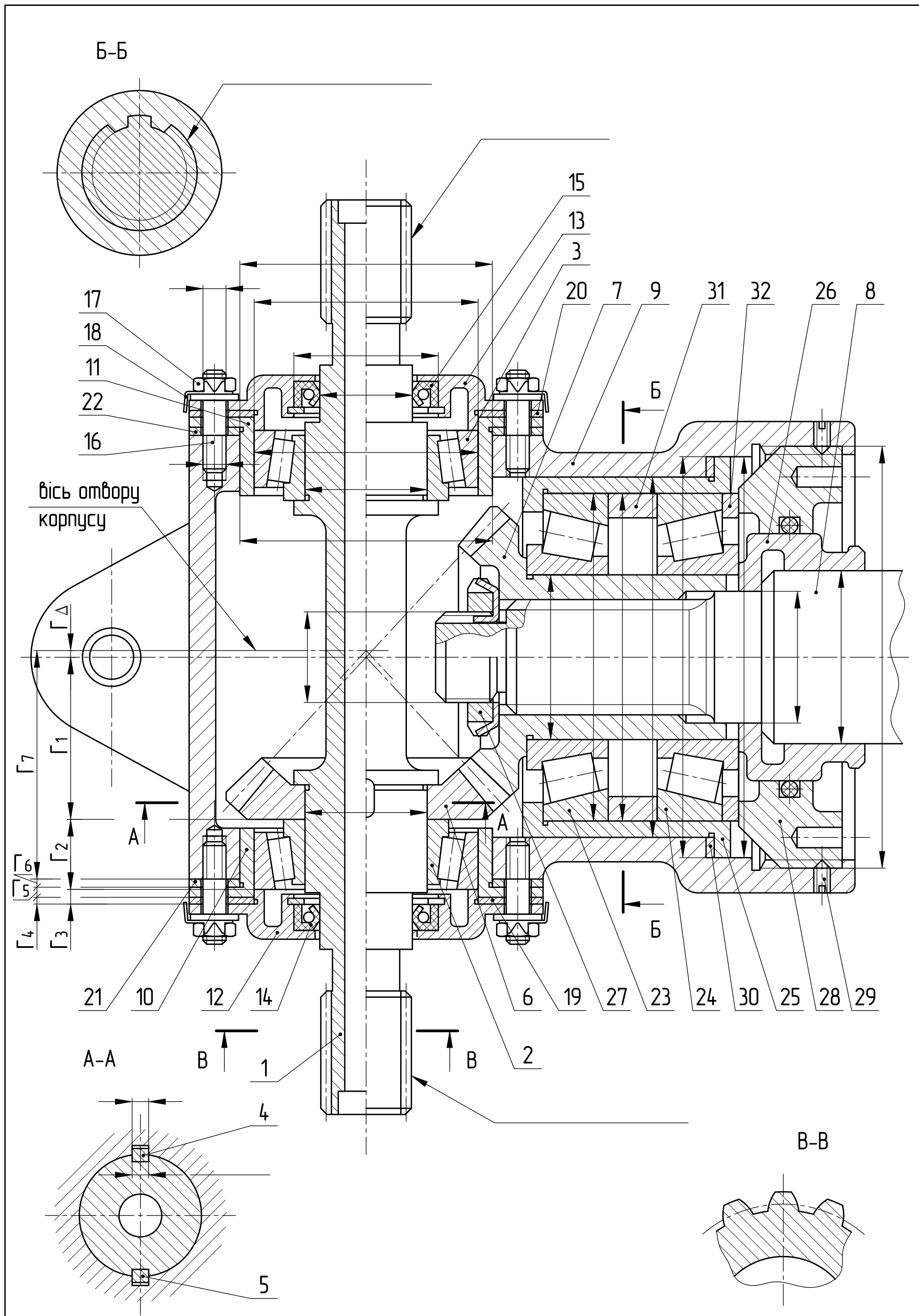
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення Γ_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 21 (ланка Γ_6) – набору прокладок між торцями корпусу 9 та стакана 10.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ДСТУ ISO 965-1:2005 Нарізи метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики.
- ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
- ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 26	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>136</small>

3.10 РЕДУКТОР КЕРУВАННЯ СТІЛОПОДІБНІСТЮ КРИЛА ЛІТАКА

Редуктор призначений для передачі крутного моменту від гідроприводу до гвинтових перетворювачів приводу крила (див. п. 3.1.3.4). У якості прототипу було використано елементи конструкції розподільного редуктора механізму керування стрілоподібністю крила надзвукового літака МиГ-23 [3]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 139.

Корпус редуктора 1 із литого магнієвого сплаву має чотири розточки, у яких змонтовано вузли вхідного, проміжного та двох вихідних валів. Вхідний конічний вал-шестерня 2 отримує обертання від вихідного вала гідроприводу (на кресленику не показано) через шліцьовий фланець 3 та передає його до конічного зубчастого колеса 4, встановленого на проміжному валу 5 редуктора. Далі обертання від вала 5 через конічне зубчасте колесо 6 передається одночасно двом конічним валам-шестерням 7 і 8, на вихідних кінцях яких встановлено шліцьові фланці 9 і 10, з'єднані з елементами трансмісії приводу крила.

Передача крутного моменту між шліцьовими фланцями 3, 9, і 10 з відповідними валами 2, 7, 8 здійснюється за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Крутий момент між проміжним валом 5 та конічними зубчастими колесами 4 і 6 передається призматичними шпонками 11 та 12.

Вхідний вал 2 обертається у двох підшипниках кочення 13, проміжний вал 5 – у трьох підшипниках 14, 15 і 16, вихідний вал 8 – у підшипниках 17 і 18. Підшипники кожного вала сприймають радіальне та осьове навантаження. Оскільки стакани 19 вузлів, як і корпус, виготовлено з магнієвого сплаву, то з метою запобігання деформування посадкових поверхонь підшипники розміщують в тонкостінних сталевих обоймах 20. Осьовий зазор підшипників регулюють шліцьовими гайками 21 із заданим зусиллям затягування та фіксують стопорними шайбами 22 з лапкою. Підшипникові вузли закривають кришками 23 для захисту від пилу та зовнішніх впливів. Кришки 23 насаджують на шпильки 24 і затягують гайками 25 зі стопорними шайбами. Для запобігання витіканню мастила з корпусу редуктора на кінцях вхідного та вихідних валів у гніздах встановлено армовані манжети 26 та гумові ущільнювальні кільця 27.

Нижче наведено три варіанти завдань. Вузли взято безпосередньо зі складального кресленика редуктора приводу крила:

- вузол вхідного вала;
- вузол проміжного вала;
- вузол вихідного вала.

До кожного з варіантів наведено описи роботи вузла та рекомендації щодо вибору посадок з'єднань. На рис. 3.19 наведено схему розташування окремих вузлів у редукторі.

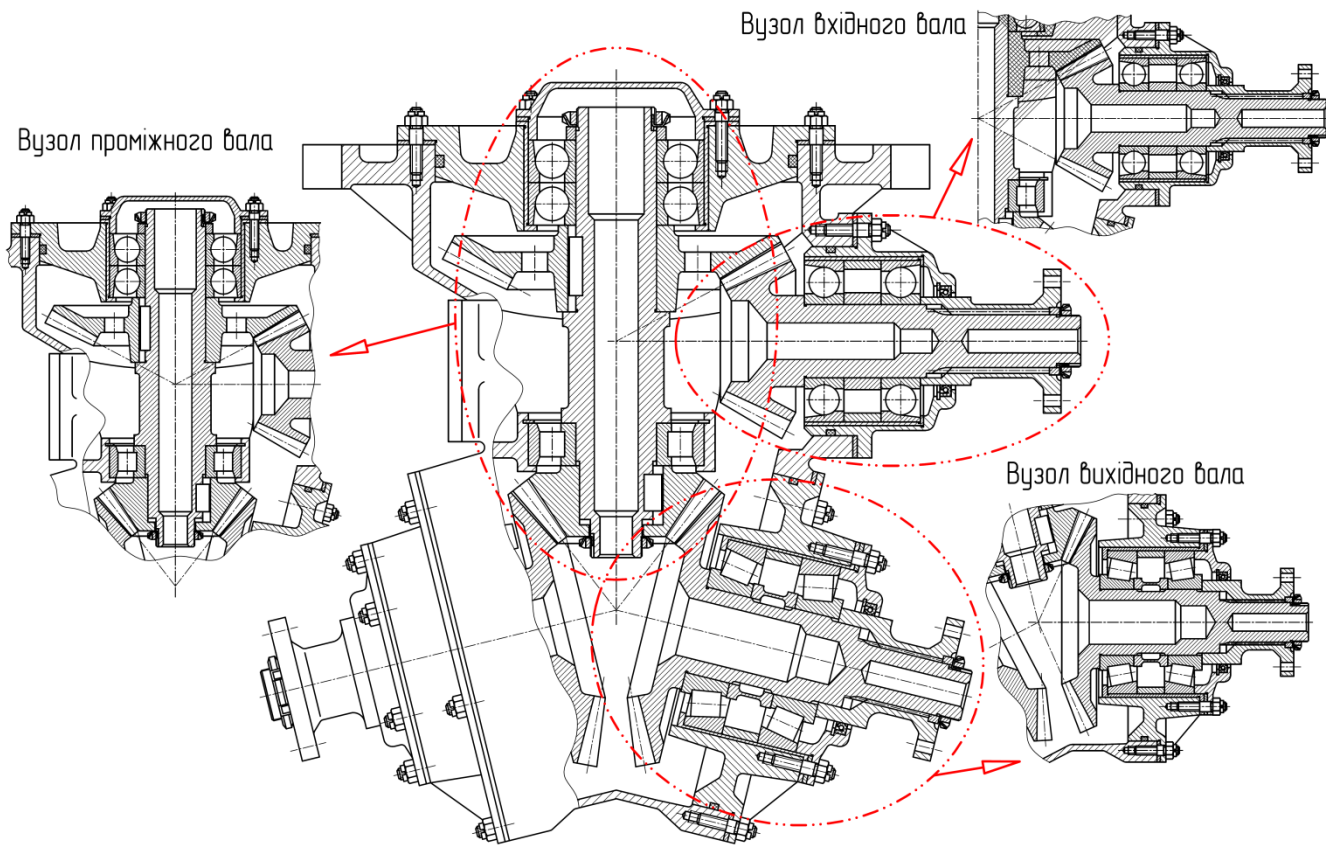
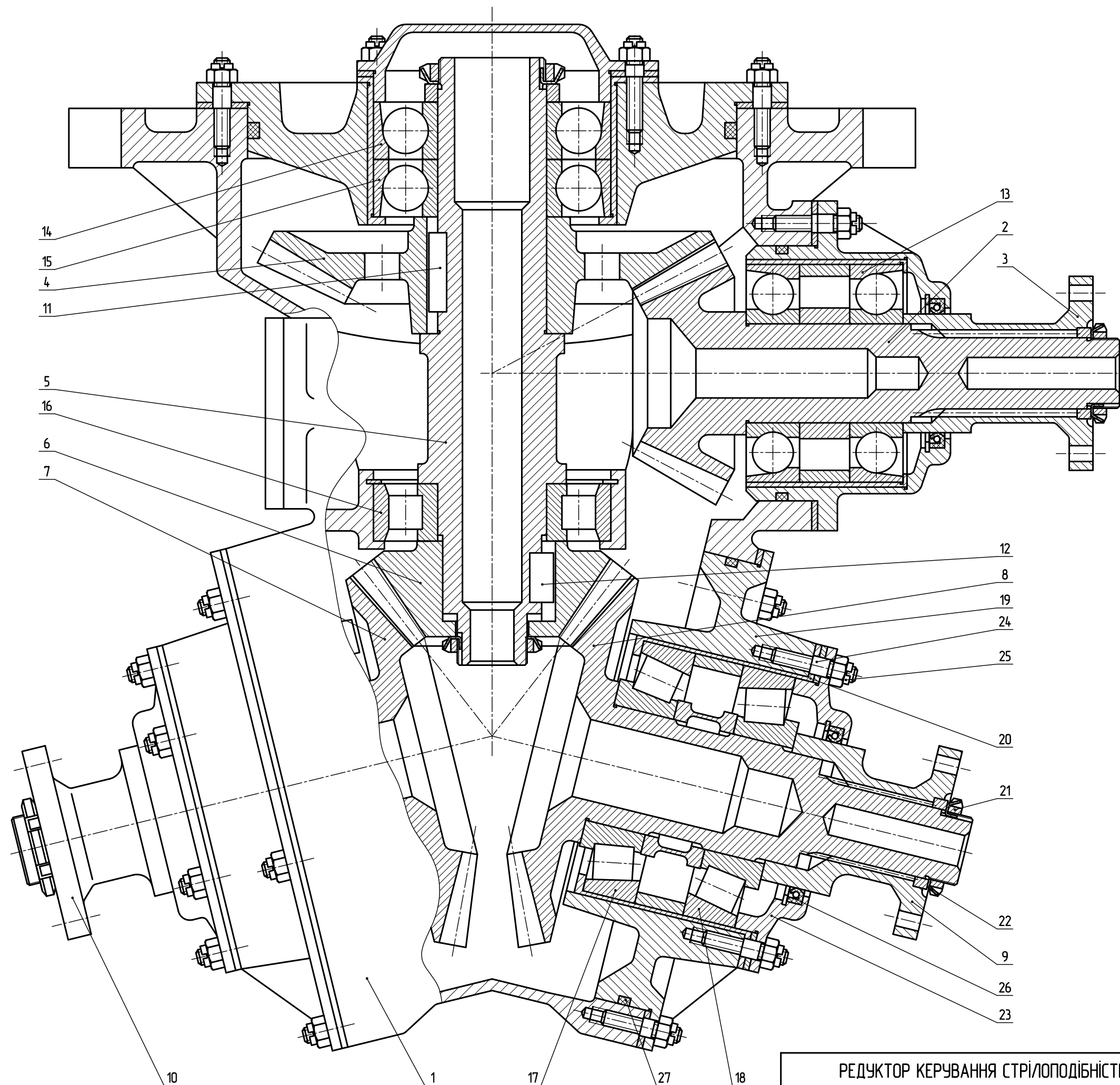


Рис. 3.19 – Схема розташування вузлів у редукторі



РЕДУКТОР КЕРУВАННЯ СТІЛОПОДІБНІСТЮ КРИЛА ЛІТАКА

Кафедра КМ

Варіант 27**ВУЗОЛ ВХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик редуктора приводу крила та опис його роботи наведено вище на С. 137 – 139.

У корпусі 1 редуктора, виготовленого з литого магнієвого сплаву, розточено посадкову поверхню, у якій змонтовано стакан 2 теж відлитий з магнієвого сплаву термічно оброблений і окисдований. У стакані 2 встановлено вхідний конічний вал-шестерню 3, який передає крутний момент до конічного зубчастого колеса 4, встановленого на проміжному валу.

Вал-шестерня 3 обертається у двох кулькових радіально-упорних підшипниках 5, які сприймають радіальне та осьове навантаження з обох боків. Через невисоку твердість матеріалу стакану 2 зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в розточку стакану. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в посадковий отвір стакану запресовано стальну тонкостінну обойму 6. Між внутрішніми і зовнішніми кільцями конічних підшипників встановлено дистанційні кільця 7 і 8. Посадки кільця 7 на вал-шестерню 3 та кільця 8 в отвір обойми 6 повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей.

Стакан 2 разом з підшипниковим вузлом закріплено на корпусі 1 редуктора шпильками 9 та гайками 10. Посадка стакану в корпус має забезпечити їх обов'язкове центрування, бо радіальне зміщення стакану в межах зазору або його перекіс негативно впливає на повноту контакту зубів коліс. У внутрішній циліндричній розточці стакану 2 встановлено гумову армовану манжету 11, яка запобігає витіканню мастила з корпусу редуктора. Осьове переміщення манжети 11 у гнізді стакану обмежено пружинним упорним плоским внутрішнім ексцентричним кільцем 12.

Різьба шпильок 9 – метрична, призначаючи посадки шпильок з корпусом 1 та гайками 10 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різбових гнізд корпусу редуктора. Нанесення захисного покриття на різбові поверхні не передбачено.

Крутний момент від фланця 13 до вала-шестерні 3 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Базування фланця 13 з лівого боку здійснюється по циліндричному пояску вала-шестерні 3, а з правого боку – по центрувальному кільцю 14. Точність центрування кільця 14 на валу-шестерні 3 та фланця 13 на кільці має бути задовільною, оскільки їх зміщення в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнювача.

Осьова фіксація підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 3 здійснюється за допомогою круглої гайки 15 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння її забезпечується багатолапчастою шайбою з внутрішньою лапкою. Різьба гайки 15 – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Точність осьового положення конічного вала-шестерні 3 досягається компенсаторними прокладками 16, які встановлено між торцем стакану 2 і корпусом 1 редуктора.

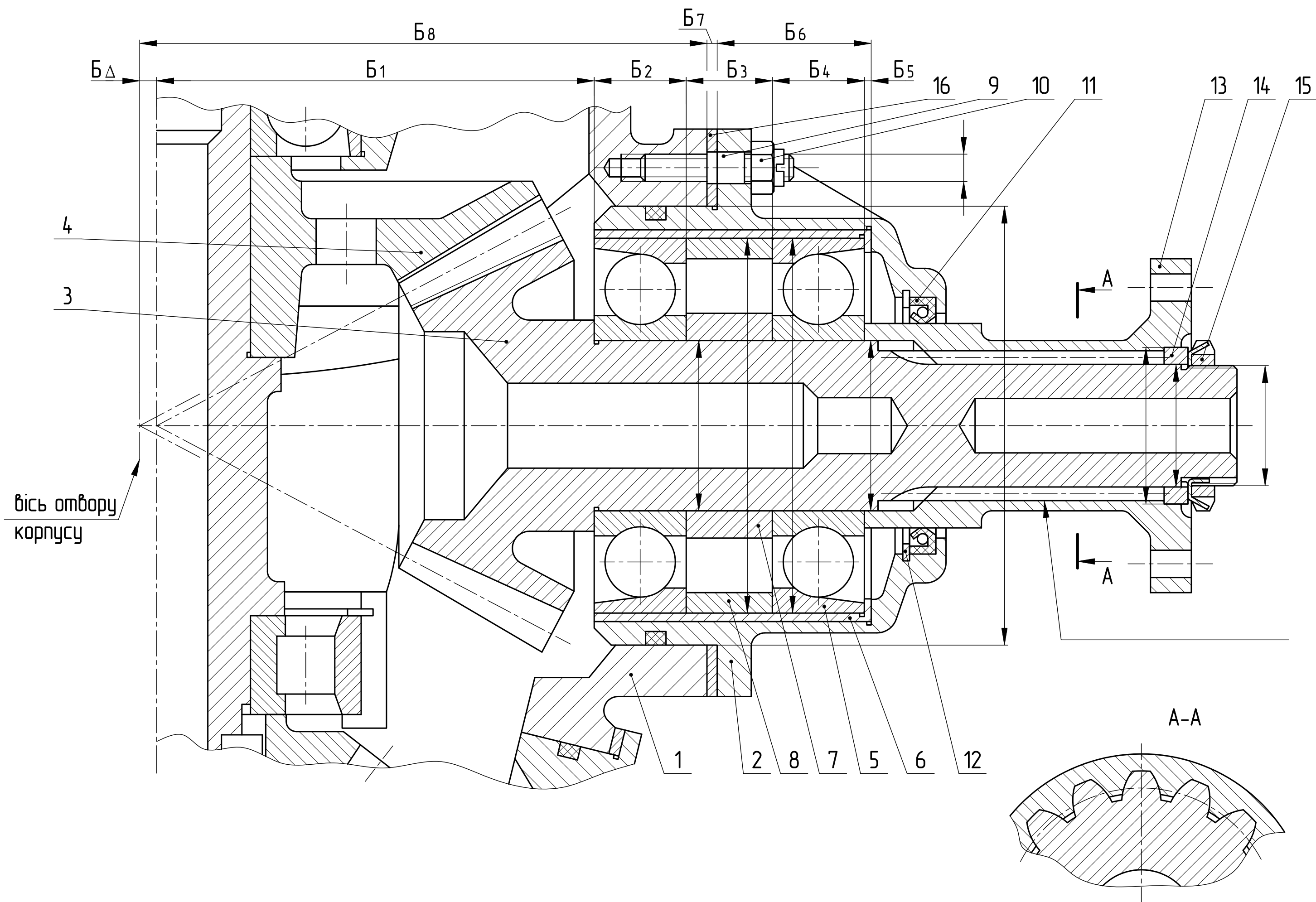
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 16 (ланка B_7) – набору прокладок між торцями стакана 2 і корпусу 1.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 63	± 80	± 90

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

1. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
2. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
3. ГОСТ 831-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
4. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
9. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
12. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
13. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ

Варіант 27

Група

Прізвище студента

Дата

Керівник 142

Варіант 28**ВУЗОЛ ПРОМІЖНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик редуктора приводу крила та опис його роботи наведено вище на С. 137 – 139.

Обертальний рух порожнистий вал 1 отримує від конічного зубчастого колеса 2, яке знаходиться в зачепленні з вхідним валом-шестернею 3. Від вала 1 обертання передається до конічного зубчастого колеса 4, а від нього – одночасно до двох вихідних конічних валів-шестерень 5 і 6. Посадка конічних зубчастих коліс 2 і 4 на вал 1 має забезпечити центрування високої точності, бо це впливає на биття зубчастих вінців у зібраній передачі, а також можливість розбирання деталей у процесі експлуатації для огляду, ремонту чи заміни.

У робочому стані з'єднання вала 1 із зубчастими колесами мають бути нерухомим, крутий момент передається шпонками 7 і 8. Необхідно обґрунтувати вибір виду шпонкового з'єднання (вільне, нормальне чи щільне) та призначити посадки шпонки і шпонкових пазів на вал 1 та у зубчастих колесах 2 і 4.

Вал 1 обертається у трьох підшипниках кочення. Нижньою опорою вала 1 є роликовий циліндричний підшипник 9, зовнішнє кільце якого змонтовано в корпусі 10 редуктора. Підшипник сприймає радіальне навантаження. Від осевого зміщення його зафіксовано пружинним упорним плоским кільцем 11. Верхньою опорою вала 1 є здвоєні кулькові радіально-упорні підшипники 12 і 13, які сприймають радіальне, а також осеве навантаження з обох боків.

Через невисоку твердість матеріалу стакан 14 (виготовлений з литого магнієвого сплаву) зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в стакан. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в розточку стакану запресовано тонкостінну стальну обойму 15.

Посадка стакану 14 у корпус 10 має забезпечити високу точність центрування, бо наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника та збільшення концентрації навантаження зубів коліс.

Стакан 14 на корпусі 10 закріплено шпильками 16 та гайками 17. Різьба з'єднань – метрична, під час вибору посадок шпильок з корпусом та гайками необхідно врахувати, що гайки періодично відкручують для проведення огляду та ремонту вузла, а шпильки при цьому не повинні вигвинчуватись із гнізд у корпусі. Нанесення захисного покриття на поверхню різьби не передбачено.

Оськова фіксація внутрішніх кілець підшипників кочення і нерухомих деталей на валу 1 здійснюється за допомогою круглих гайок 18 і 19 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Підшипниковий вузол редуктора для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 20, яку закріплено за допомогою шпильок 21 та гайок 22. Призначаючи посадку кришки 20 в обойму 15, слід врахувати, що її вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Регулювання зазору по зовнішніх кільцях підшипників 12 і 13 виконують за допомогою прокладок 23, які встановлено між торцями обойми 15 і кришки 20. Регулювання осьового положення зубчастого вінця конічної шестерні 2 здійснюється компенсаторними прокладками 24, які встановлено між торцем стакану 14 і корпусом 10 редуктора.

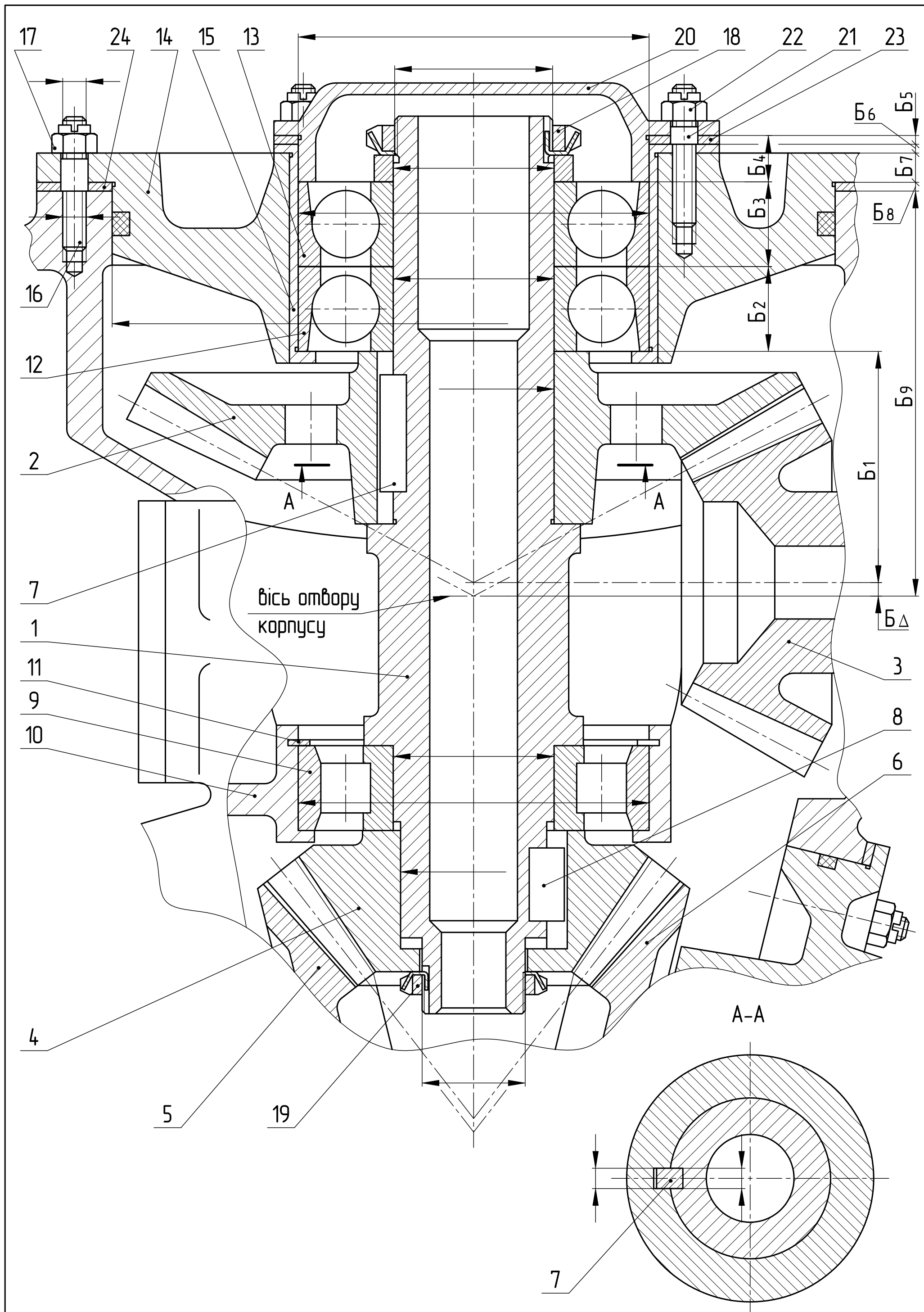
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини ділильного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 24 (ланка B_8) – набору прокладок між торцями стакану 14 і корпусу 10.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 60	± 80	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 23360-78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 831-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 28	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					145

Варіант 29**ВУЗОЛ ВИХІДНОГО ВАЛА**

Складальний кресленик редуктора приводу крила та опис його роботи наведено вище на С. 137 – 139.

У корпусі 1 редуктора, виготовленого з литого магнієвого сплаву, змонтовано стакан 2, теж відлитий з магнієвого сплаву термічно оброблений і окисдований. У стакані 2 встановлено вихідний конічний вал-шестерню 3, зубчастий вінець якого зачіпляється з конічним зубчастим колесом 4 на проміжному валу.

Вал-шестерня 3 обертається у двох роликових конічних підшипниках 5 і 6, які сприймають радіальне та осьове навантаження з обох боків. Через невисоку твердість матеріалу стакана 2 зовнішні кільця підшипників неможливо встановлювати безпосередньо в його розточку. Для запобігання зминання і задирок опорних поверхонь під підшипникові опори в посадковий отвір стакана запресовано сталю тонкостінну обойму 7. Між внутрішніми і зовнішніми кільцями конічних підшипників встановлено дистанційні кільця 8 і 9. Посадки кільця 8 на вал-шестерню 3 та кільця 9 в отвір обойми 7 повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей, точність центрування невисока.

Кріплення стакана 2 до корпусу 1 разом з підшипниковим вузлом здійснюється за допомогою шпильок 10 і гайок 11. Під час вибору посадки стакана в корпус необхідно врахувати, що наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання вала і призводить до перекосу кілець підшипника, збільшення концентрації навантаження зубів коліс та негативно впливає на плавність роботи передачі.

Для захисту від зовнішніх впливів підшипниковий вузол закрито кришкою 12, яка має отвір для виходу вала. У внутрішній циліндричній розточці кришки 12 встановлено гумову армовану манжету 13, яка запобігає витіканню мастила з корпусу редуктора. Осьове переміщення манжети 13 у гнізді стакана обмежено пружинним упорним плоским внутрішнім ексцентричним кільцем 14. Кришку 12 закріплено у стакані 2 шпильками 15 та гайками 16. Точність центрування кришки 12 в отворі обойми 7 має бути задовільною, оскільки зміщення кришки в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнення.

Різьба шпильок 15 – метрична, призначаючи посадки шпильок зі стаканом 2 та гайками 16 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різбових гнізд корпусу редуктора. Нанесення захисного покриття на різбові поверхні не передбачено.

На вихідному кінці вала-шестерні 3 встановлено шліцьовий фланець 17. Базування фланця 17 з лівого боку здійснюється по циліндричному пояску вала-шестерні 3, а з правого боку – по центрувальному кільцю 18. Точність центрування кільця 18 на валу-шестерні 3 та фланця 17 на кільці має бути задовільною, оскільки їх зміщення в межах зазору призводить до порушення роботи манжетного ущільнення.

Осьова фіксація внутрішніх кілець підшипників кочення і нерухомих деталей на валу-шестерні 3 здійснюється за допомогою круглої гайки 19 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння її забезпечується багатолапчастою шайбою з внутрішньою лапкою. Різьба гайки – метрична, крок дрібний і він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з

дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Осьова фіксація по зовнішніх кільцях конічних підшипників виконується за допомогою прокладок 20, які встановлено між торцями кришки 12 і обойми 7. Точність осьового положення конічного вала-шестерні 3 досягається компенсаторними прокладками 21, які встановлено між торцем стакана 2 і корпусом 1 редуктора.

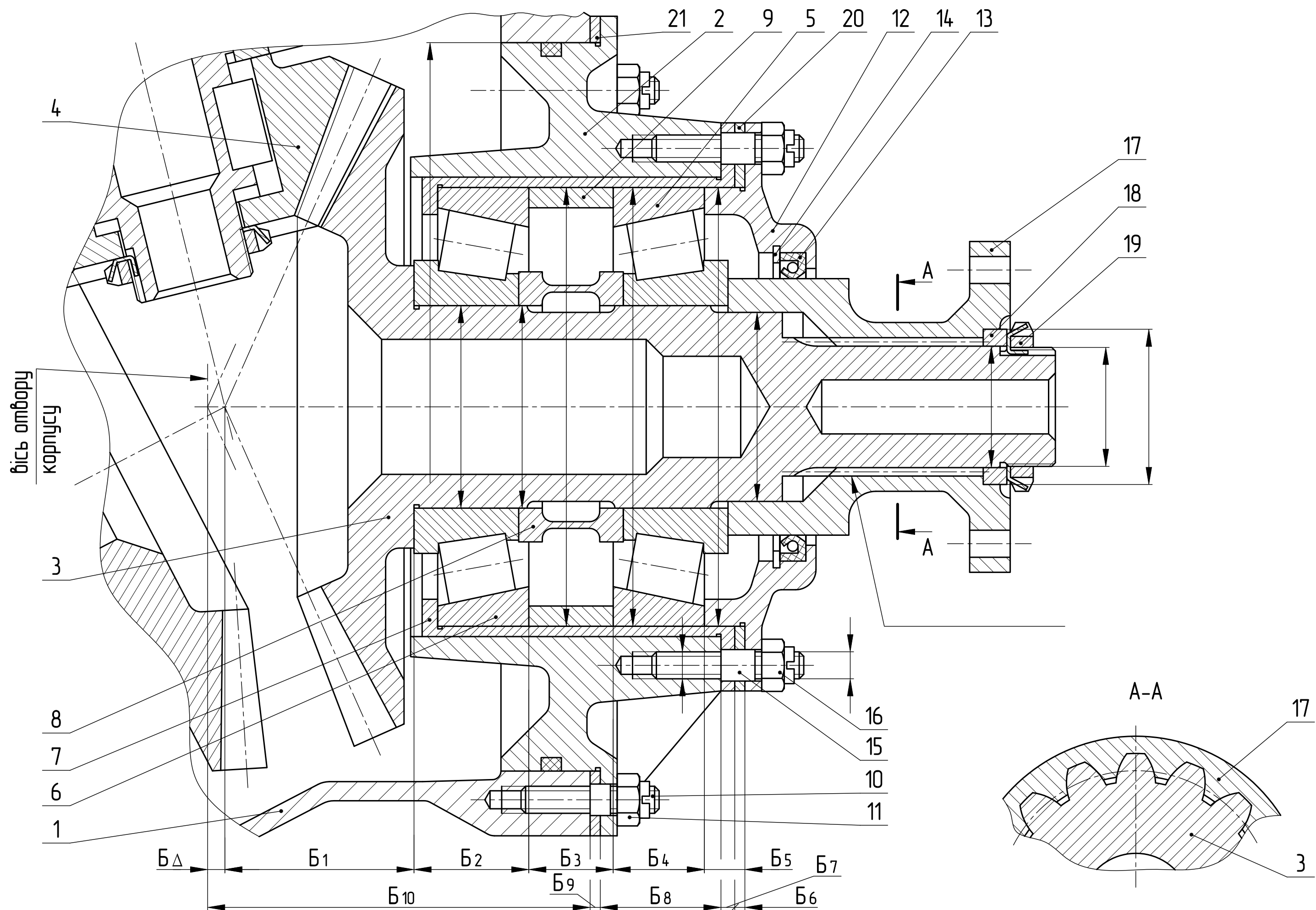
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зміщення B_{Δ} вершини дільного конуса відносно його номінального положення. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 21 (ланка B_9) – набору прокладок між торцями стакана 2 і корпусу 1.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Граничні відхилення замикальної ланки, мкм	± 40	± 63	± 90	± 120

Перелік стандартів до виконання роботи, (скорочений)

1. ДСТУ ГОСТ 27365: 2008 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
2. ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
3. ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
4. ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
5. ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
6. ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
7. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
8. ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
9. ОСТ 1 10790-85 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические для температур до 300°C. Конструкция и размеры.
10. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
11. ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
12. ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
13. ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
14. ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 29	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник <small>148</small>

3.11 ШНЕКОЦЕНТРОБІЖНИЙ НАСОС

Варіант 30

ЦЕНТРОБІЖНИЙ НАСОС ОКИСЛЮВАЧА

Центробіжні насоси застосовують у турбонасосних агрегатах рідинних ракетних двигунів для подачі окислювача (рідкого кисню) і палива (див. п.3.1.3.5). У якості прототипу було використано елементи конструкції шнекоцентробіжного насоса [2]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 151.

Порожнистий вал 1 шнекоцентробіжного насоса отримує обертання через внутрішню шліцьову ділянку з евольвентним профілем від вала приводу насоса (на кресленику не показано). Вал 1 обертається у двох кулькових радіальних підшипниках. Правий підшипник 2 змонтовано у розточці корпусу 3, а лівий підшипник 4 – у розточці кришки 5. Корпус 3 і кришку 5 відлито з алюмінієвого сплаву. Кришку відцентровано на корпусі по циліндричних штифтах 6 та закріплено шпильками 7 і гайками 8. Посадка штифта 6 у корпус 3 має забезпечити нероз'ємність з'єднання під дією навантажень та вібрації. Під час вибору посадки штифта 6 у кришку 5 необхідно врахувати, що кришку періодично знімають під час регламентного обслуговування вузла.

Для забезпечення герметичності з'єднання на конічній контактній поверхні корпусу 3 виконано проточку, у якій встановлено ущільнювальне кільце 9. Різьба шпильок 7 – метрична, призначаючи посадки шпильок з корпусом 3 та гайками 8 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різьбових гнізд корпусу насоса. Нанесення захисного покриття на різьбові поверхні не передбачено.

На валу 1 для підвищення антикавітаційних характеристик насоса додатково встановлено шнек 10, а також центробіжне колесо 11 з шістьма циліндричними лопатками для створення заданого тиску окислювача. Обидві деталі теж відлито з алюмінієвого сплаву. Крутний момент від вала 1 до шнека 10 та центробіжного колеса 11 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Посадки шліцьових з'єднань мають забезпечити високу точність центрування, оскільки наявність значних зазорів викликає радіальне зміщення осі обертання деталей на валу та зниження плавності роботи насоса. Центробіжне колесо 11 додатково центрується по циліндричному пояску вала 1.

Осьова фіксація підшипників 2 і 4 та нерухомих деталей на валу 1 здійснюється з правого боку за допомогою круглої гайки 12 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, з лівого боку – різьбовим кільцем 13, а їх стопоріння забезпечується багатолапчастими шайбами. Різьба гайки 12 і різьбового кільця 13 – метрична, крок дрібний, він залежить від номінального розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Посадка дистанційної втулки 14 на вал 1 має забезпечити центрування середньої точності та можливість її легкого монтажу. Посадки кілець 15 і 16 на вал 1 повинні забезпечити можливість повороту кілець до щільного прилягання їх торців до суміжних деталей.

У насосі порожнина всмоктування *B* відокремлена від порожнини високого тиску *B* ущільненням, яке складається з опорного сталюого кільця 17, плаваючого бронзового кільця 18 та обойми 19 з алюмінієвого сплаву, закріпленої у корпусі насоса. Точність з'єднань опорного кільця 17 та обойми 19 з отвором корпусу 3 – невисока, посадки мають забезпечити повне при-

лягання торцевих поверхонь суміжних деталей. Бронзова втулка 20, запресована в корпусі насоса, виключає можливість загоряння при випадковому торканні шнека в процесі роботи турбонасосного агрегату в окислювальному середовищі.

Для герметизації вихідного кінця вала 1 встановлено ущільнення, яке складається з розрізаного на три сегменти чавунного кільця (зазор між сегментами складає 0,3...0,6 мм). Сегменти 21 розміщено у гніздах кришки 5 з осьовим зазором 0,02...0,06 мм і притиснуто до вала бра-слетною пружиною 22, розміщеною у канавці по зовнішній циліндричній поверхні сегментів. Від провертання сегменти утримуються штифтами 23, встановленими у гніздах опорних кілець 24. Кільцеві сегменти притискаються до опорних поверхонь і створюють герметизацію одночасно по циліндричній та торцевій поверхнях.

Для підвищення герметичності, вузол ущільнення складається з трьох послідовно встановлених чавунних кілець. При цьому їх встановлено таким чином, щоб зазори сусідніх сегментів перекривались (кожне наступне кільце повернуто на певний кут, відносно попереднього).

Для герметизації у статичному положенні насоса встановлено фторопластові манжети 25. Вузол ущільнення для захисту від зовнішніх впливів закрито кришкою 26. Під час призначення посадки кришки 26 у розточку кришки 5 насоса потрібно забезпечити легке складання та невисоку вартість обробки кришки.

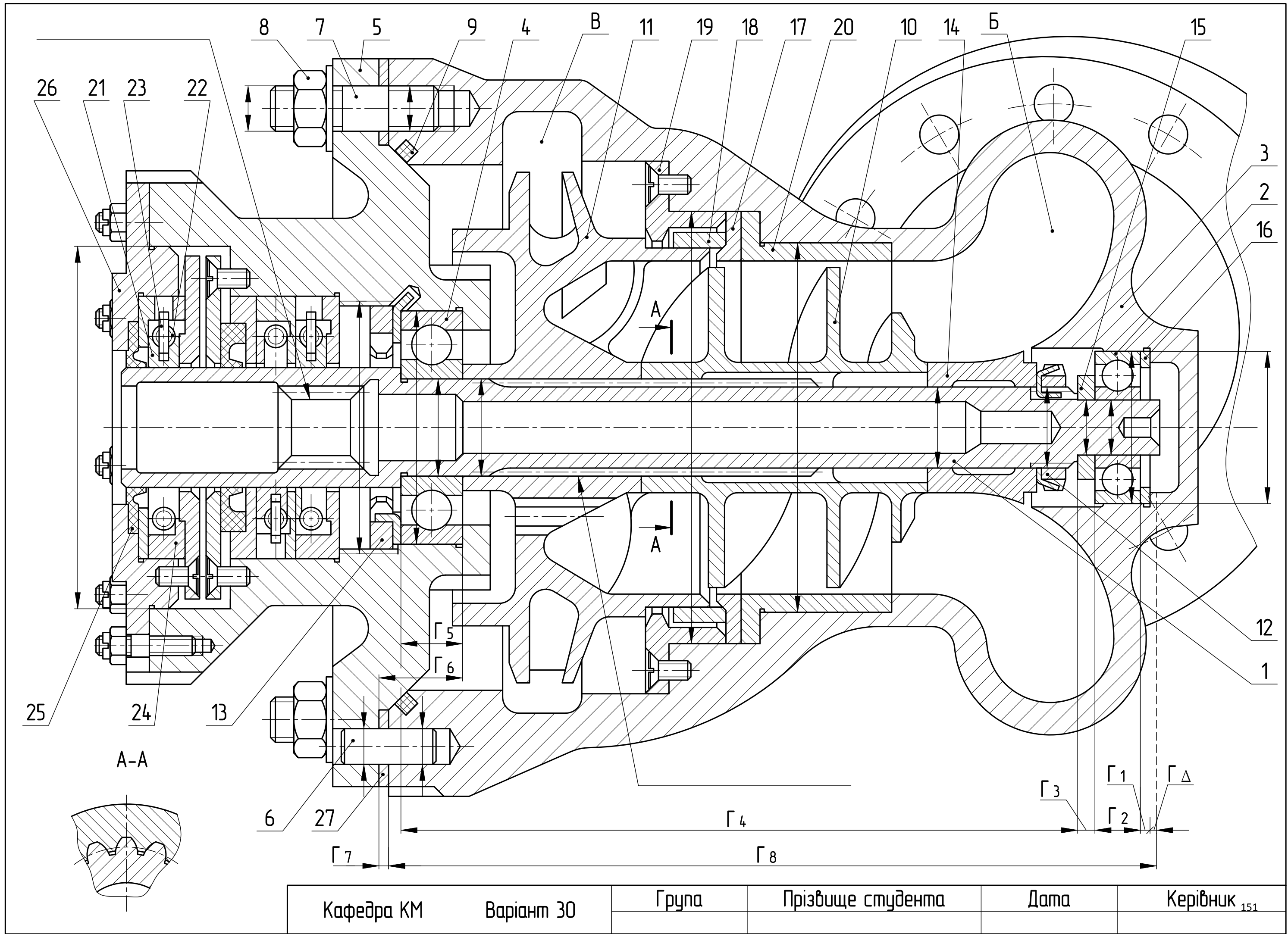
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор Γ_{Δ} між дистанційним кільцем 16 та торцевою поверхнею корпусу 3. Зазор необхідний для компенсації теплових деформацій деталей підшипникового вузла. точність осьового положення вала та деталей, змонтованих на ньому, відносно корпусу насоса досягається компенсаторними прокладками 27 (ланка Γ_7), які встановлено між торцями фланця кришки 5 і корпусу 3.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,03}_{+0,06}$	$0^{+0,04}_{+0,08}$	$0^{+0,08}_{+0,14}$	$0^{+0,1}_{+0,2}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.
- ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.



Кафедра КМ	Варіант 30	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник 151

Варіант 31**КОНСОЛЬНИЙ ШНЕКОЦЕНТРОБІЖНИЙ НАСОС**

Шнекоцентробіжні насоси застосовують в авіаційних двигунах для подачі палива (див. п.3.1.4.2). У якості прототипу було використано елементи конструкції шнекоцентробіжного насоса [9]. Складальний кресленик редуктора наведено на С. 154.

Шнекоцентробіжний насос складається з корпусу 1 насоса, кришки 2, корпусу 3 підшипникового вузла та вала 4, на якому встановлено шнек 5 і центробіжне колесо 6. Порожнистий вал 4 насоса отримує обертання через внутрішню шліцьову ділянку з евольвентним профілем від вала приводу (на кресленику не показано). Вал 4 обертається у двох кулькових радіальних підшипниках 7 і 8, які мають ущільнення з обох боків. Підшипники заповнюють робочим змащувальним матеріалом на весь термін його служби.

Крутний момент від вала 4 до шнека 5 та центробіжного колеса 6 передається за допомогою шліцьового з'єднання з евольвентним профілем. Центрування шнека 5 на валу 4 відбувається по циліндричній поверхні, а центрування центробіжного колеса 6 здійснюється по двох циліндричних поверхнях: з лівого боку по пояску вала 4, а з правого боку – по пояску шнека 5. Точність центрування деталей по циліндричних поверхнях – висока, оскільки їх радіальне зміщення у межах зазору або перекис негативно впливають на плавність роботи насоса. Під час вибору способу центрування та посадок шліцьових з'єднань треба врахувати, що точність з'єднання – середня, оскільки основне їх призначення – передача крутного моменту.

Між корпусом 1 насоса та кришкою 2 встановлено перегородку 9. Посадка перегородки в корпус має забезпечити високу точність центрування, а посадка перегородки в кришку – можливість незначного радіального переміщення для компенсації похибок монтажу та теплових деформацій вузла. Під час роботи насоса центробіжне колесо 6 обертається разом з валом, а перегородка 9 є нерухомою, тому між їх поверхнями виконані безконтактні лабіринтові ущільнювачі.

Точність центрування кришки 2 у корпусі 3 підшипникового вузла має бути задовільною. Корпус насоса, кришку та корпус підшипникового вузла з'єднано між собою шпильками 10 та гайками 11. Різьба шпильок 10 – метрична, призначаючи посадки шпильок з корпусом 1 та гайками 11 необхідно врахувати, що під час відкручування гайок, шпильки не повинні викручуватися із різбових гнізд корпусу насоса. Нанесення захисного покриття на різбові поверхні не передбачено.

Для забезпечення герметичності з'єднання на торцевих поверхнях кришки 2 виконано проточки, в яких розміщено ущільнювальні кільця 12. Для запобігання витіканню рідини з корпусу насоса у кільцевому гнізді корпусу 3 підшипникового вузла встановлено армовану манжету 13. Для захисту від зовнішніх впливів підшипниковий вузол закрито кришкою 14 та закріплено гвинтами 15. Призначаючи посадку кришки 14 у корпус 3, слід врахувати, що кришку вільно знімають під час регламентного обслуговування вузла, а точність з'єднання невисока.

Осьову фіксацію внутрішніх кілець підшипників кочення, шнека, центробіжного колеса та інших нерухомих деталей на валу 4, виконано за допомогою круглих гайок 16 і 17 з осьовими прорізами на зовнішній бічній поверхні, а стопоріння їх забезпечується багатолапчастими шайбами з внутрішньою лапкою. Різьба гайок – метрична, крок дрібний, він залежить від номіналь-

ного розміру різьби. Різьби з дрібним кроком мають менший кут підйому гвинтової лінії, що підвищує ефект самогальмування і знижує можливість самовідгвинчування під дією динамічних навантажень.

Осьову фіксацію зовнішніх кілець підшипника виконано за допомогою прокладки 18 та кришки 14.

Посадки розпірних втулок 19 і 20 на валу 4 та в корпусі 3, відповідно, мають забезпечити центрування середньої точності та можливість їх легкого монтажу. Посадка кільця 21 на вал 4 повинна забезпечити можливість повороту кільця до щільного прилягання його торців до суміжних деталей, точність центрування – невисока.

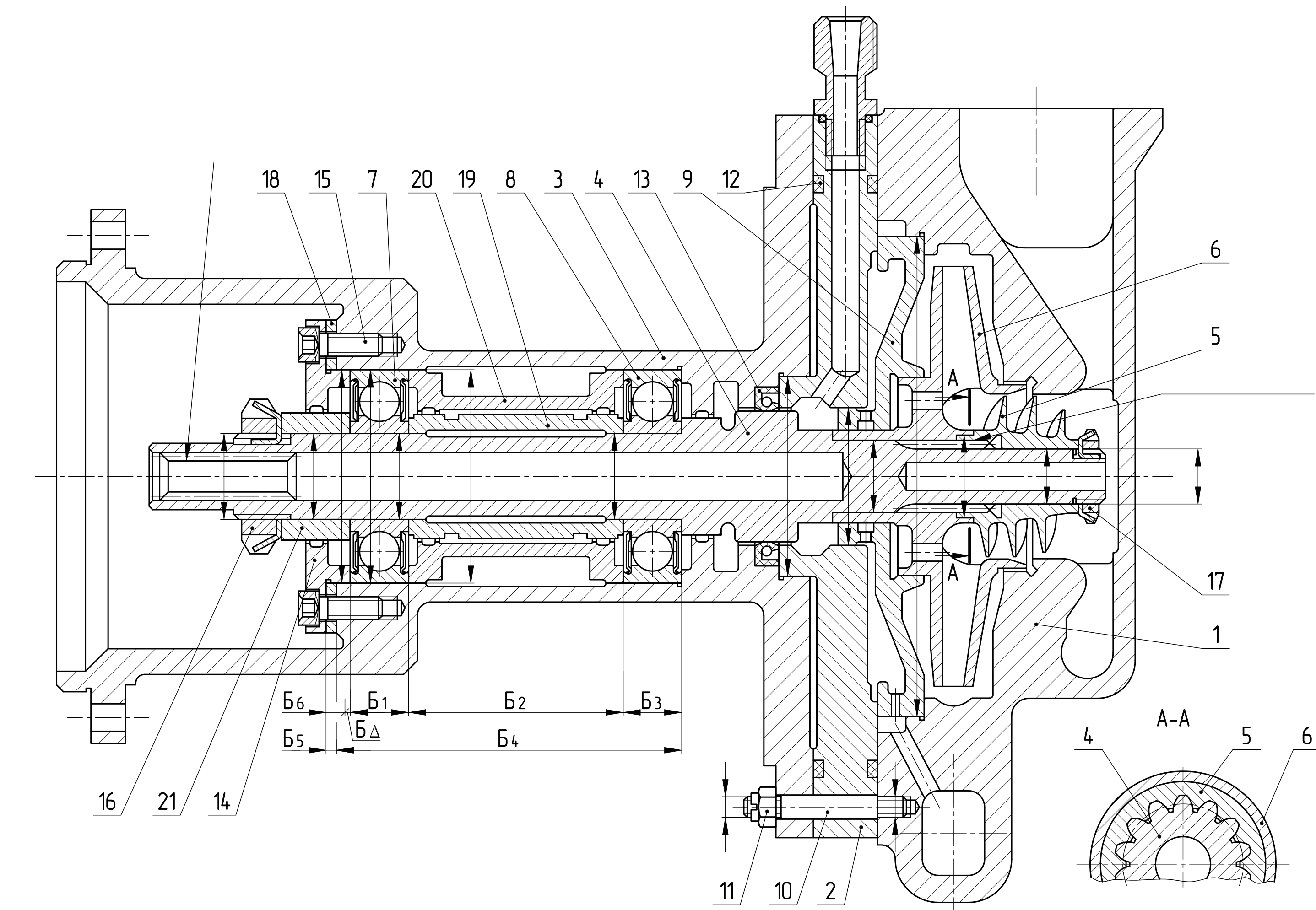
Замикальною ланкою розмірного ланцюга є зазор B_{Δ} між підшипником 7 і кришкою 18, який є необхідним для компенсації теплових деформацій підшипникового вузла. Необхідну точність замикальної ланки забезпечують за допомогою компенсатора 18 (ланка B_5) – набору прокладок, які встановлено між торцями фланця кришки 14 і корпуса 3.

Початкові дані для проектування

1	Коефіцієнт збільшення розмірів			k	
2	Радіальна сила, що діє на підшипник, кН			R	
3	Клас точності підшипника	N / 0	6	5	4
4	Перевантаження, %	120	150	200	300
5	Розмір замикальної ланки, мм	$0^{+0,03}_{+0,09}$	$0^{+0,04}_{+0,12}$	$0^{+0,05}_{+0,15}$	$0^{+0,06}_{+0,18}$

Перелік стандартів до виконання роботи (скорочений)

- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8882-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные с уплотнениями. Технические условия.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73 Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.



Кафедра КМ	Варіант 31	Група	Прізвище студента	Дата	Керівник
					154

Рекомендована література до розділу 3

1. Волошин Ф.А., Кузнецов А.Н. и др. Самолет Ту-154. Конструкция и техническое обслуживание. Книга 2. М.: Машиностроение, 1976. - 250 с.
2. Гахун Г.Г и др. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности "Авиационные двигатели и энергетические установки" / Г. Г. Гахун, В. И. Баулин, В. А. Володин и др. ; Под общ. ред. Г. Г. Гахун. - М. : Машиностроение, 1989. - 424 с. ISBN 5-217-00360-X.
3. Детали машин и основы конструирования : учебник и практикум для академического бакалавриата / Е. А. Самойлов [и др.] ; под ред. Е. А. Самойлова, В. В. Джамая. — 2-е изд., перераб. и доп., 2018. — 423 с. URL: https://studme.org/188228/tehnika/konicheskie_zubchatye_peredachi.
4. Конструирование агрегатов и систем вертолетов/ К.Ю. Вишняков, В.Н. Доценко, Я.С. Карпов, В.С. Кривцов, Л.И. Лосев, В.И. Рябков, В.А. Урбанович. - Учеб. пособие. - Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2005. - 384 с. ISBN 966-662-104-5.
5. Локай В.И. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. / В.И. Локай, М.К. Максимова, В.А. Стрункин. — М.: Машиностроение, 1979. — 447 с.
6. Положення про організацію навчального процесу в НТУУ «КПІ» / Уклад.: Г.Б. Варламов, В.П. Головенкін, В.І. Тимофєєв, В.І. Шеховцов. За заг. ред. Ю.І. Якименко — К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2004.
7. Патент 2523360 Российская Федерация, МПК B64D35/00, F16H57/038, F16H1/14. Промежуточный редуктор хвостовой трансмиссии вертолета / Привалов Е. Г., Степанчиков В. А., Чугунов В. И., Карташов В. Ф., Астафьев В. И.; заявитель и патентообладатель ОАО "Московский вертолетный завод им. М.Л. Миля"; заявл. 24.12.2012; опубл. 24.03.2017.
8. Патент 2280594 Российская Федерация, МПК B64D35/04, F16H57/02. Хвостовой редуктор трансмиссии вертолета / Привалов Е. Г., Карташов В. Ф., Смирнов Г. П.; заявитель и патентообладатель ОАО "Московский вертолетный завод им. М. Л. Миля", ЗАО "КАРГО-ЭКСПРЕСС"; за-явл. 19.10.2005; опубл. 27.07.2006.
9. Патент 0002614299 Российская Федерация, МПК F04D9/04, 04D3/02. Шнекоцентробежный насос / Конторович Б. М., Кучумов Д. В., Половникова И. А., Шагиев Е. Р., Дмитренко А. И., Демьяненко Ю. В., Першин В. К., Распопова А. А.; заявитель и патентообладатель АО "ОДК-СТАР"; опубл. 20.07.2014.
10. ГОСТ 21890-76 Фюзеляж, крылья и оперение самолетов и вертолетов. Термины и определения.
11. ГОСТ 21892-76. Винты и трансмиссия вертолетов. Термины и определения.
12. Вертолет Миль Ми-8 - история разработки, фотографии, чертежи, технические данные http://www.aviastar.org/helicopters_rus/mi-8.php.
13. Вертолет Boeing CH-47 Chinook <https://militaryarms.ru/voennaya-texnika/aviaciya/vertolet-boeing-ch-47-chinook/>.
14. Грищенко А. Памятные и знаменательные события // В этот день... — 2017. — №2-27. URL: <https://rocketengines.ru/historical-digest/events/july-21-31-2.html>.

15. Двухступенчатый главный редуктор вертолета. URL: https://vmasshtabe.ru/mashinostroenie-i-mehnika/detali_mashin/reduktori/dvuhstupenchatyy-glavnyiy-reduktor-vertoleta.html.
16. Ильин В. МиГ-23: Долгий путь к совершенству // Отечественная авиатехника. URL: <http://www.aviation-gb7.ru/MiG-23.htm>.
17. Многоцелевой транспортный вертолет В-12. <http://xn--80aafy5bs.xn--p1ai/aviamuseum/aviatsiya/sss/vertolety/vertolety-kb-milya/mnogotsелеvoj-transportnyj-vertolet-mi-12/>.
18. Расчет и проектировка главного редуктора вертолета URL: <https://vmasshtabe.ru/transport/aviacija-transport/kurovoy-proekt-raschet-i-proektirovka-glavnogo-reduktora-vertoleta.html>.
19. Редуктор вертолета главный URL: <http://obrportal.ru/chertezhi/reduktor-vertoleta-glavnyiy.html>.
20. Схемы Ми-2 // Авиация 2000. URL: <https://tech.wikireading.ru/15316>.
21. Экспериментальный вертолет Sikorsky X2 http://zonwar.ru/news3/news_579_Sikorsky_X2.html.

Розділ 4.

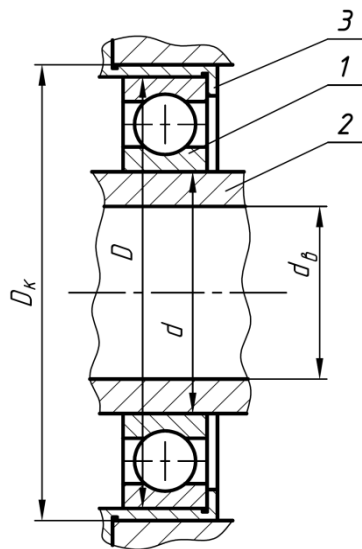
ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

4.1 ВИБІР ПОСАДОК ПІДШИПНИКІВ

Задача. Призначити посадки кільця підшипника В5-322 за ДСТУ ГОСТ 8338 на вал і в стакан. Побудувати схему розташування полів допусків. Виконати ескізи з'єднання, вала та стакана з позначенням параметрів точності.

1. Вихідні дані:

- Зовнішнє кільце підшипника встановлено в корпусі нерухомо;
- Внутрішнє кільце обертається разом з валом;
- Вал - порожнистий, діаметр отвору $d_g = 55$ мм;
- Стакан - тонкостінний, зовнішній діаметр стакана $D_k = 280$ мм;
- Радіальна сила - постійна за величиною та напрямком реакція опори $F_r = 20$ кН;
- Навантаження з ударами, перевантаження до 300%;
- Осьове навантаження на опору відсутнє;
- Схема установки підшипника наведена на рис. 4.1.



- 1 – підшипник;
2 – вал;
3 – стакан

Рис. 4.1 - Схема установки підшипника

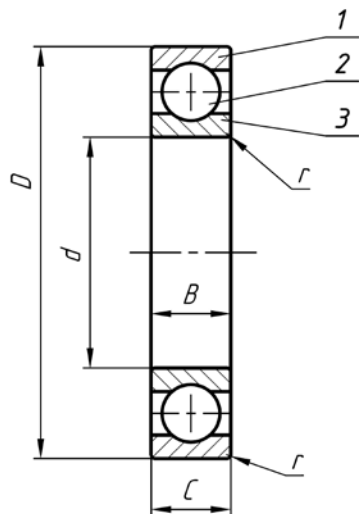
2. Параметри підшипника В5-322 за ДСТУ ГОСТ 8338:

- 322 – підшипник кульковий радіальний однорядний, середня серія (табл. Ж.7 [2]):
 - Діаметр зовнішнього кільця $D = 240$ мм;
 - Діаметр внутрішнього кільця $d = 110$ мм;
 - Ширина кільця підшипника $B = 50$ мм;
 - Розміри фасок $r = 4$ мм;
- Клас точності підшипника – 5;
- Категорія підшипника – В.

Схема підшипника наведена на рис. 4.2.

3. Види навантаження кілець підшипника.

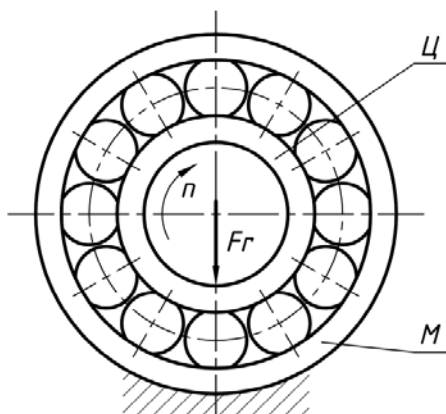
За умовою, зовнішнє кільце встановлено нерухомо, а внутрішнє обертається разом з валом, що відповідає схемі навантаження (рис. 7.3, б [2]).



- 1 – зовнішнє кільце;
2 – тіло кочення;
3 – внутрішнє кільце

Рис. 4.2 - Схема підшипника

За схемою навантаження (рис. 4.3) внутрішнє кільце сприймає циркуляційний вид навантаження, а зовнішнє – місцевий. Таким чином, внутрішнє кільце підшипника встановлюється на вал з натягом, а зовнішнє – із зазором.



- М – місцевий
вид навантаження;
Ц – циркуляційний
вид навантаження

Рис. 4.3 – Схема навантаження підшипника

4. Інтенсивність радіального навантаження циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця визначається за (7.1) [2]:

$$p_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3,$$

- де F_r – радіальне навантаження, кН;
 b – робоча ширина кільця підшипника, м;
 k_1 – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від характеру навантажень
 $k_1 = 1,8$ для перевантаження до 300% [2];
 k_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь ослаблення посадкового натягу для порожнистого вала чи тонкостінного корпусу – $k_2 = 2$ (табл. 7.5 [2]), оскільки

для вала:

$$\frac{d_g}{d} = \frac{80}{110} = 0,73 \quad \text{діапазон } \frac{d_g}{d} \quad (0,7 - 0,8)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{240}{110} = 2,18 \quad \text{діапазон } \frac{D}{d} > 2,0$$

k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілення радіального навантаження між рядами роликів у дворядних конічних роликових підшипниках чи між здвоєними кульковими підшипниками за наявності осевого навантаження F_a на опорі – $k_3 = 1$, оскільки $F_a = 0$ (табл. 7.5 [2]).

Робоча ширина кільця підшипника:

$$b = B - 2 \cdot r = 50 - 2 \cdot 4 = 42 \text{ мм} = 0,042 \text{ м.}$$

Таким чином, інтенсивність радіального навантаження циркуляційно навантаженого внутрішнього кільця становить:

$$p_R = \frac{20000}{0,042} \cdot 1,8 \cdot 2 \cdot 1 = 1714285,7 \text{ Н/м} \approx 1714 \text{ кН/м.}$$

5. Вибір посадок.

- для вала рекомендуються поля допусків $k6$ і $k5$ (табл. 7.4 [2]). Для підшипника класу точності 5 вибирається поле допуску вала $k5$ (табл. 7.1 [2]). Отже, посадка внутрішнього кільця підшипника на вал $\varnothing 110 \frac{L5}{k5}$;
- для отвору стакану вибирається поле допуску $H6$ і $H7$ (табл. 7.6 [2] посадка в корпус не рознімний). Для підшипника класу точності 5 вибирається поле допуску отвору $H6$ (табл. 7.1 [2]). Отже, посадка зовнішнього кільця підшипника в корпус $\varnothing 240 \frac{H6}{L5}$.

6. Характеристики посадки внутрішнього кільця підшипника з валом $\varnothing 110 \frac{L5}{k5}$.

а) Граничні відхилення вала $\varnothing 110k5$:

- Нижнє відхилення (табл. А.4 [1]) $ei = +3$ мкм;
- Числове значення допуску (табл. А.2 [1]) $IT_d = 15$ мкм;
- Верхнє відхилення $es = ei + IT_d = +3 + 15 = +18$ мкм.

б) Граничні відхилення внутрішнього кільця підшипника $\varnothing 110L5$:

- Верхнє відхилення (табл. Ж.1 [2]) $ES = 0$ мкм;
- Нижнє відхилення (табл. Ж.1 [2]) $EI = -10$ мкм;
- Числове значення допуску (табл. Ж.1 [2]) $IT_D = ES - EI = 0 - (-10) = 10$ мкм.

в) Характеристики посадки:

- Характер посадки – з натягом;
- Найбільший натяг $N_{\max} = es - EI = +18 - (-10) = 28$ мкм;
- Найменший натяг $N_{\min} = ei - ES = +3 - 0 = 3$ мкм;
- Допуск посадки $IT_d + IT_D = 15 + 10 = 25$ мкм.

7. Будуємо схему полів допусків посадки $\varnothing 110 \frac{L5}{k5}$ (рис. 4.4, а).

8. Характеристики посадки зовнішнього кільця підшипника в отворі корпусу $\varnothing 240 \frac{H6}{\ell 5}$

а) Граничні відхилення отвору стакану $\varnothing 240H6$:

- Нижнє відхилення (табл. А.3 [1]) $EI = 0$ мкм;
- Числове значення допуску (табл. А.2 [1]) $IT_D = 29$ мкм;
- Верхнє відхилення $ES = EI + IT_D = 0 + 29 = +29$ мкм.

б) Граничні відхилення зовнішнього кільця підшипника $\varnothing 240\ell 5$:

- Верхнє відхилення (табл. Ж.2 [2]) $es = 0$ мкм;
- Нижнє відхилення (табл. Ж.2 [2]) $ei = -15$ мкм;
- Числове значення допуску (табл. Ж.2 [2]) $IT_d = es - ei = 0 - (-15) = 15$ мкм.

в) Характеристики посадки:

- Характер посадки – із зазором;
- Найбільший зазор $S_{\max} = ES - ei = +29 - (-15) = 44$ мкм;
- Найменший зазор $S_{\min} = EI - es = 0 - 0 = 0$ мкм;
- Допуск посадки $IT_d + IT_D = 15 + 29 = 44$ мкм.

9. Будуємо схему полів допусків посадки $\varnothing 240 \frac{H6}{\ell 5}$ (рис. 4.4, б).

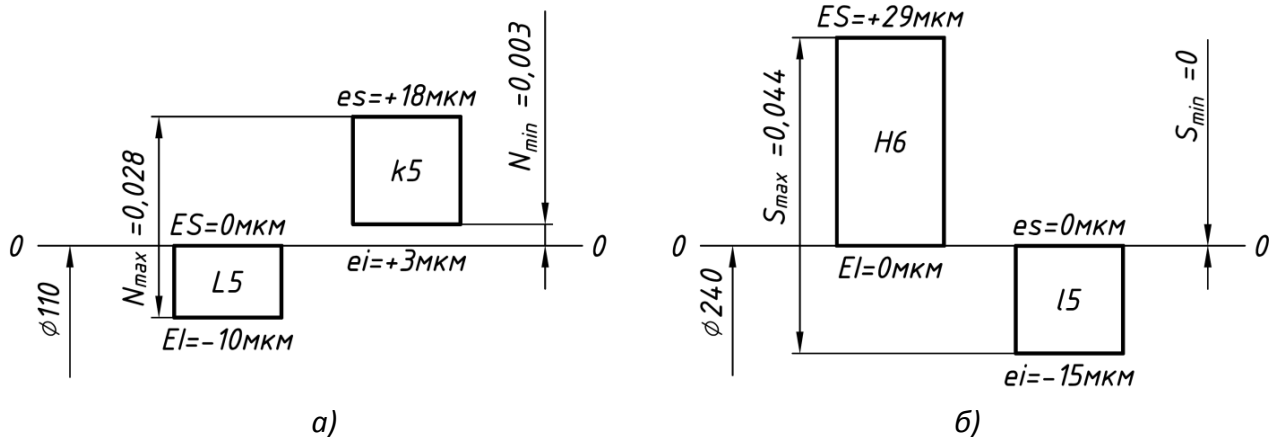


Рис. 4.4 - Схема посадок:

а) посадка $\varnothing 110 \frac{L5}{k5}$; б) посадка $\varnothing 240 \frac{H6}{\ell 5}$

10. Вибір допусків форми, розташування та шорсткості поверхонь:

а) вал $\varnothing 110k5$:

- допуск круглості вала – $TFK = 2,5$ мкм (табл. 7.8 [2]);
- допуск профілю поздовжнього перерізу – $TFP = 2,5$ мкм (табл. 7.8 [2]);
- допуск співвісності становить 4 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 7.9 [2]), а оскільки ширина кільця підшипника $B = 50$ мм, то:

$$TPC \approx 4 \cdot \frac{50}{10} = 20 \text{ мкм.}$$

Призначається $TPC = 25$ мкм в діаметральному вираженні (табл. Б.4 [1]);

- допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні $TCA = 10$ мкм (табл. 7.10 [2]);
- шорсткість циліндричної поверхні – $Ra = 1,25$ мкм (табл. 7.7 [2]);
- шорсткість опорного торця – $Ra = 2,5$ мкм (табл. 7.7 [2]).

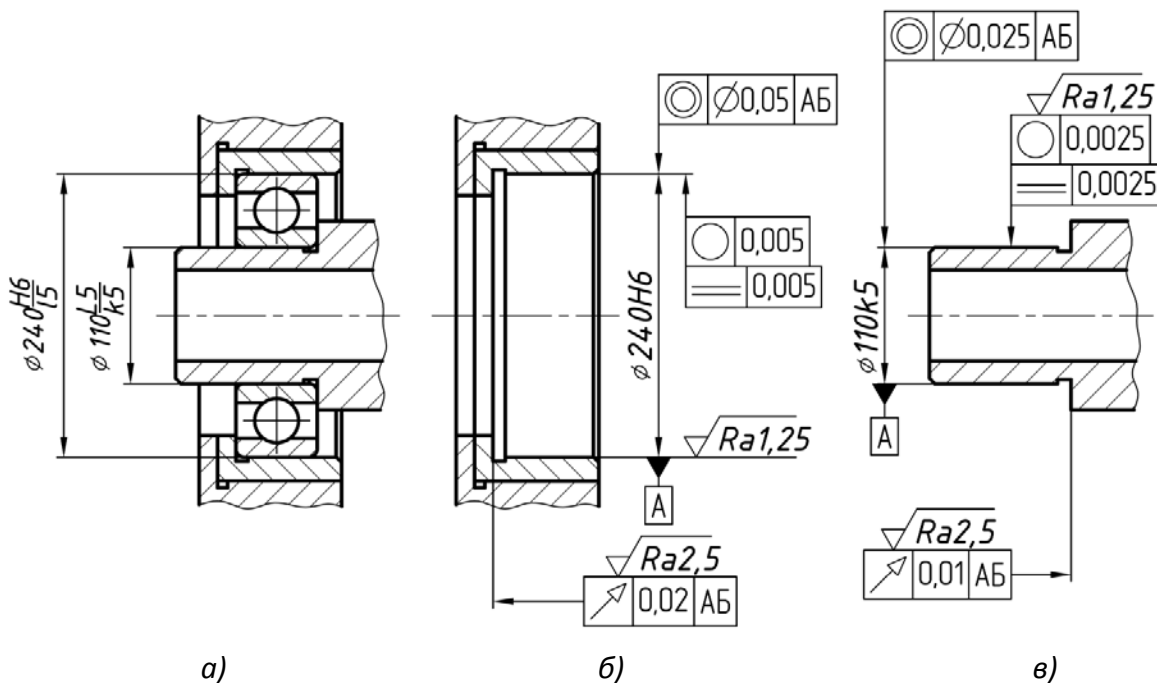


Рис. 4.5 – Ескізи:

а) з'єднання вузла підшипника; б) стакан(корпусу); в) вала.

б) отвір корпусу $\varnothing 240H6$:

- допуск круглості отвору – $TFK = 5$ мкм (табл. 7.8 [2]);
- допуск профілю поздовжнього перерізу – $TFP = 5$ мкм (табл. 7.8 [2]);
- допуск співвісності становить 8 мкм на 10 мм довжини посадкової поверхні (табл. 7.9 [2]), а оскільки ширина кільця підшипника $B = 50$ мм, то:

$$TPC \approx 8 \cdot \frac{50}{10} = 40 \text{ мкм.}$$

Призначається $TPC = 50$ мкм в діаметральному вираженні (табл. Б.4 [1]);

- допуск торцевого биття опорної торцевої поверхні – $TCA = 20$ мкм (табл. 7.10 [2]);

- шорсткість циліндричної поверхні – $Ra = 1,25$ мкм (табл. 7.7 [2]);
- шорсткість опорного торця – $Ra = 2,5$ мкм (табл. 7.7 [2]).

11. Будуємо ескізи з'єднання вузла підшипника, корпусу та вала (рис. 4.5).

На ескізах база Б (вісь іншого підшипника) не вказана.

4.2 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ

Задача. Розрахувати характеристики посадки $\varnothing 120^{H7}_{/p6}$.

Побудувати схему розташування полів допусків.

1. Позначення посадки - $\varnothing 120^{H7}_{/p6}$:

- Номінальний розмір посадки D (d) = 120 мкм;
- Поле допуску отвору $\varnothing 120H7$;
- Поле допуску вала $\varnothing 120p6$;
- Посадка в системі отвору.

2. Визначаємо граничні розміри отвору $\varnothing 120H7$:

- Граничні відхилення:
 нижнє відхилення (табл. А.3 [1]): $EI = 0$ мкм;
 допуск (табл. А.2 [1]): $IT_D = 35$ мкм;
 верхнє відхилення $ES = EI + IT_D = 0 + 35 = +35$ мкм;
- Граничні розміри:
 найбільший граничний $D_{\max} = D + ES = 120 + 0,035 = 120,035$ мм;
 найменший граничний $D_{\min} = D + EI = 120 + 0 = 120$ мм

3. Визначаємо граничні розміри вала $\varnothing 120p6$:

- Граничні відхилення:
 нижнє відхилення (табл. А.4 [1]): $ei = +37$ мкм;
 допуск (табл. А.2 [1]): $IT_d = 22$ мкм;
 верхнє відхилення $es = ei + IT_d = +37 + 22 = +59$ мкм;
- Граничні розміри:
 найбільший граничний $d_{\max} = d + es = 120 + 0,059 = 120,059$ мм;
 найменший граничний $d_{\min} = d + ei = 120 + 0,037 = 120,037$ мм

4. Будуємо схему полів допусків посадки $\varnothing 120^{H7}_{/p6}$.

Відповідно до того, що поле допуску вала $\varnothing 120p6$ розташовується вище поля допуску отвору $\varnothing 120H7$, відповідно посадка $\varnothing 120H7/p6$ є посадкою з натягом.

Схема посадки $\varnothing 120H7/p6$, з позначенням характеристик, наведена на рис. 4.6.

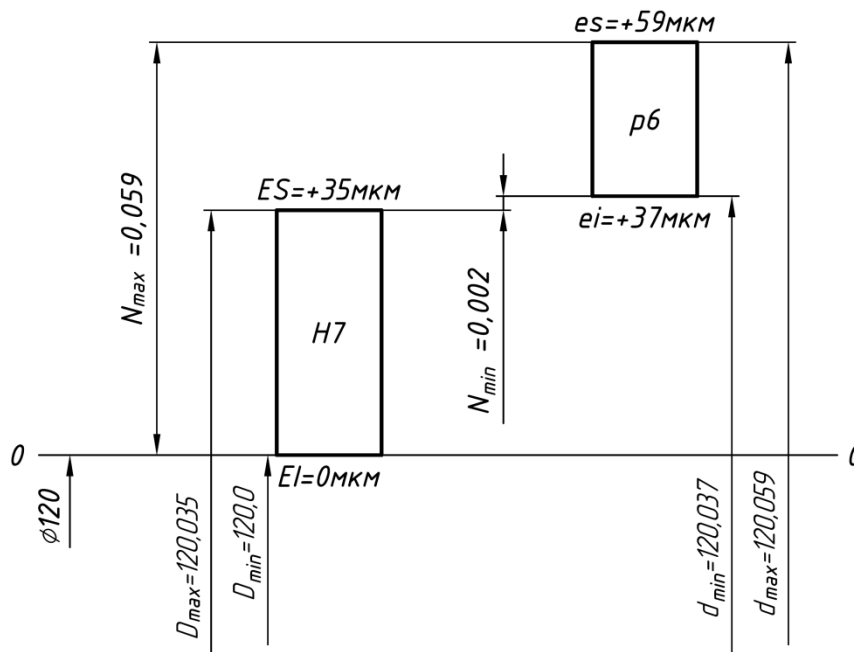


Рис. 4.6 - Схема посадки $\varnothing 120H7/p6$

5. Визначаємо характеристики посадки

- Найбільший граничний натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 120,059 - 120 = 0,059 \text{ мм};$$

- Найменший граничний натяг

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 120,037 - 120,035 = 0,002 \text{ мм};$$

- Середній натяг

$$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{0,059 + 0,002}{2} = 0,0305 \text{ мм};$$

- Допуск посадки

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = 0,059 - 0,002 = 0,057 \text{ мм};$$

$$T_N = IT_D + IT_d = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ мм}.$$

4.3 РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КАЛІБРІВ

4.3.1 Розрахунок калібра-пробки

Задача. Визначити граничні та виконавчі розміри калібра-пробки для контролю отвору $\varnothing 120H7$. Побудувати схему розташування полів допусків калібра-пробки.

1. Граничні відхилення та розміри отвору $\varnothing 120H7$ (визначені в п. 4.2):

- Граничні відхилення:
 - нижнє відхилення $EI = 0$ мкм;
 - допуск $IT_D = 35$ мкм;
 - верхнє відхилення $ES = +35$ мкм;
- Граничні розміри:
 - найбільший граничний $D_{\max} = 120,035$ мм;
 - найменший граничний $D_{\min} = 120$ мм

2. Граничні відхилення калібра-пробки:

- Допуск на виготовлення калібра-пробки (табл. 2 [12]) $H = 6$ мкм;
- Відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібра для отвору відносно найменшого граничного розміру отвору (табл. 2 [12]) $Z = 5$ мкм;
- Допустимий вихід розміру зношеного калібра-пробки за межі поля допуску отвору (табл. 2 [12]) $Y = 4$ мкм.

3. Граничні та виконавчі розміри прохідного боку калібра-пробки (табл. 1 [12]):

- найбільший граничний діаметр прохідного боку

$$PR_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} = 120 + 0,005 + \frac{0,006}{2} = 120,008 \text{ мм};$$
- найменший граничний діаметр прохідного боку

$$PR_{\min} = D_{\min} + Z - \frac{H}{2} = 120 + 0,005 - \frac{0,006}{2} = 120,002 \text{ мм};$$
- найменший граничний діаметр зношеного прохідного боку

$$PR_{\text{зн}} = D_{\min} - Y = 120 - 0,004 = 119,996 \text{ мм};$$
- виконавчий розмір прохідного боку $PR_{\text{вик}} = 120,008_{-0,006}$.

4. Граничні та виконавчі розміри непрохідного боку калібра-пробки (табл. 1 [12]):

- найбільший граничний діаметр непрохідного боку

$$HE_{\max} = D_{\max} + \frac{H}{2} = 120,035 + \frac{0,006}{2} = 120,038 \text{ мм};$$
- найменший граничний діаметр непрохідного боку

$$HE_{\min} = D_{\max} - \frac{H}{2} = 120,035 - \frac{0,006}{2} = 120,032 \text{ мм};$$
- виконавчий розмір непрохідного боку $HE_{\text{вик}} = 120,038_{-0,006}$.

5. Будуємо схему полів допусків калібра-пробки (рис. 4.7).

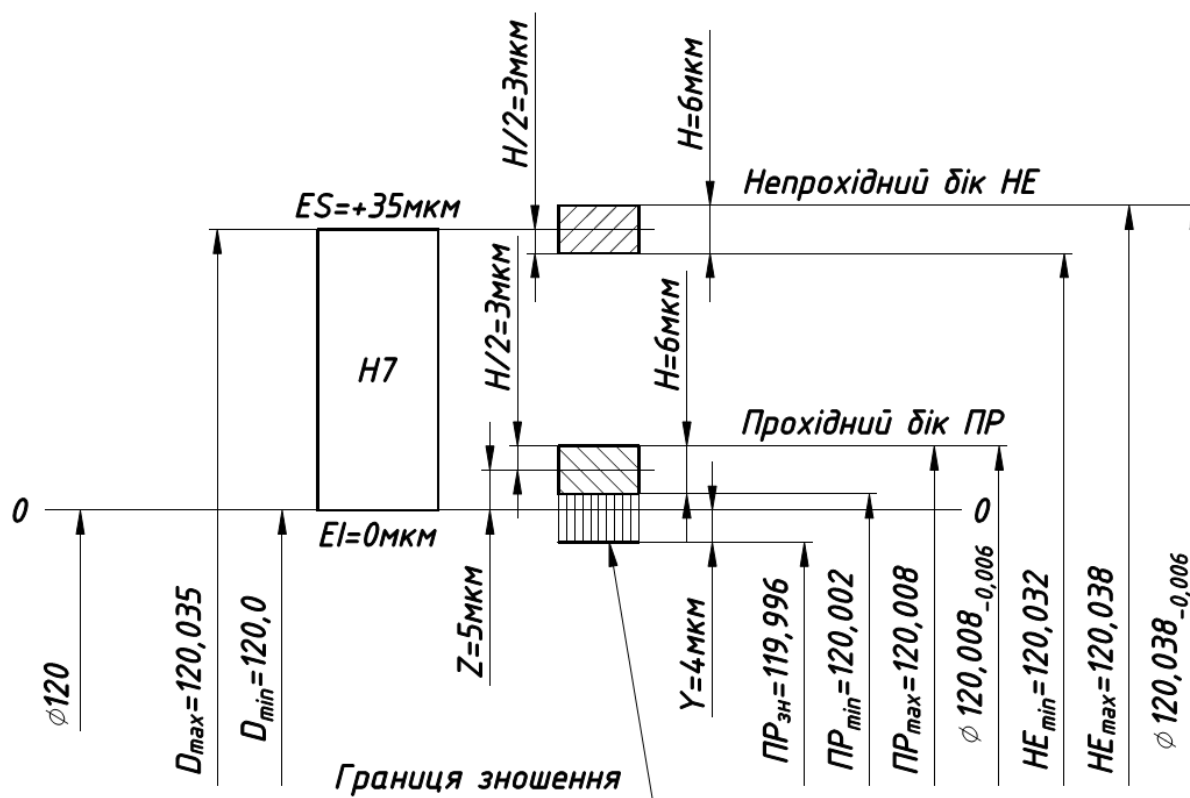


Рис. 4.7 – Схема полів допусків калібру-пробки Ø 120H7

4.3.2 Розрахунок калібру-скоби

Задача. Визначити граничні та виконавчі розміри калібру-скоби для контролю валу Ø 120p6. Побудувати схему розташування полів допусків калібру-скоби.

1. Граничні відхилення та розміри валу Ø 120p6 (визначені в п. 4.2):

- Граничні відхилення:
 - нижнє відхилення $ei = +37$ мкм;
 - допуск $IT_d = 22$ мкм;
 - верхнє відхилення $es = +59$ мкм;
- Граничні розміри:
 - найбільший граничний $d_{\max} = 120,059$ мм;
 - найменший граничний $d_{\min} = 120,037$ мм

2. Граничні відхилення калібру-скоби:

- Допуск на виготовлення калібру-скоби (табл. 2 [12]) $H_1 = 6$ мкм;
- Відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала відносно найбільшого граничного розміру валу (табл. 2 [12]) $Z_1 = 5$ мкм;
- Допустимий вихід розміру зношеного калібру-скоби за межі поля допуску валу (табл. 2 [12]) $Y_1 = 4$ мкм.

3. Граничні та виконавчі розміри прохідного боку калібра-скоби (табл. 1 [12]):

- найбільший граничний діаметр прохідного боку

$$PR_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = 120,059 - 0,005 + \frac{0,006}{2} = 120,057 \text{ мм};$$

- найменший граничний діаметр прохідного боку

$$PR_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 120,059 - 0,005 - \frac{0,006}{2} = 120,051 \text{ мм};$$

- найменший граничний діаметр зношеного прохідного боку

$$PR_{\text{зн}} = d_{\max} + Y_1 = 120,059 + 0,004 = 120,063 \text{ мм};$$

- виконавчий розмір прохідного боку $PR_{\text{вик}} = 120,051^{+0,006}$.

4. Граничні та виконавчі розміри непрохідного боку калібра-скоби (табл. 1 [12]):

- найбільший граничний діаметр непрохідного боку

$$HE_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = 120,037 + \frac{0,006}{2} = 120,040 \text{ мм};$$

- найменший граничний діаметр непрохідного боку

$$HE_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 120,037 - \frac{0,006}{2} = 120,034 \text{ мм};$$

- виконавчий розмір непрохідного боку $HE_{\text{вик}} = 120,034^{+0,006}$.

5. Будуємо схему полів допусків калібра-скоби (рис. 4.8).

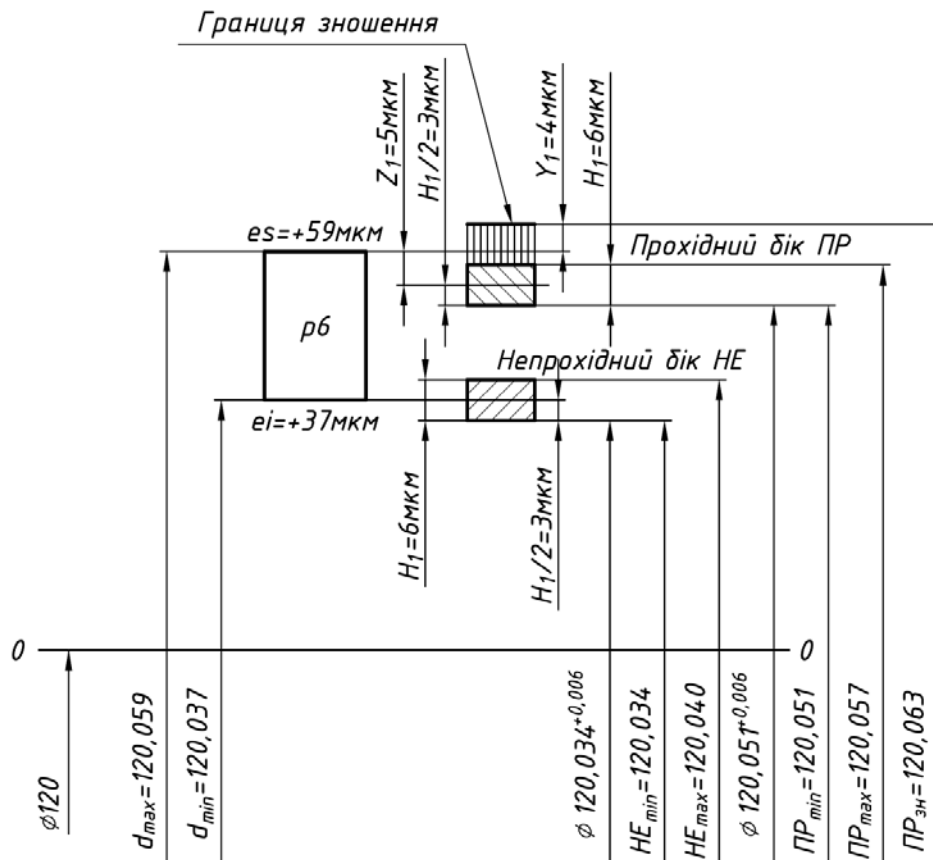


Рис. 4.8 – Схема полів допусків калібра-скоби Ø 120p6

4.4 РОЗРАХУНОК ПОСАДКИ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ

Задача. Визначити граничні розміри різьби болта та гайки $M36 - \frac{5H6H}{4jh}$. Розрахувати найбільші зазори та натяги за середнім діаметром. Побудувати схему розташування полів допусків.

1. Визначаємо номінальні розміри різьбового з'єднання:

- Зовнішній діаметр різьби $D = d = 36$ мм.
- Крок різьби. Оскільки у позначенні різьбового з'єднання крок не вказаний, значить він є великим. За табл. 1, [11] для різьби з заданим номінальним розміром $D = d = 36$ мм крок $P = 4$ мм.
- Середній діаметр різьби за [5]

$$D_2 = d_2 = d - 0,6495 \cdot P = 36 - 0,6495 \cdot 4 = 33,402 \text{ мм}$$

- Внутрішній діаметр різьби за [5]

$$D_1 = d_1 = d - 1,0825 \cdot P = 36 - 1,0825 \cdot 4 = 31,67 \text{ мм}$$

2. Визначаємо граничні відхилення болта $M36 - 4jh$ (табл. 8., [11]):

- За зовнішнім діаметром болта d

верхнє відхилення $es_d = -60$ мкм;

нижнє відхилення $ei_d = -535$ мкм.

- За середнім діаметром болта d_2

верхнє відхилення $es_{d_2} = +15$ мкм;

нижнє відхилення $ei_{d_2} = -125$ мкм

3. Визначаємо граничні розміри болта:

- Зовнішній діаметр d

найбільший граничний

$$d_{\max} = d + es_d = 36 + (-0,060) = 35,940 \text{ мм};$$

найменший граничний

$$d_{\min} = d + ei_d = 36 + (-0,535) = 35,465 \text{ мм}.$$

- Середній діаметр d_2

найбільший граничний

$$d_{2\max} = d_2 + es_{d_2} = 33,402 + 0,015 = 33,417 \text{ мм};$$

найменший граничний

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d_2} = 33,402 + (-0,125) = 33,277 \text{ мм};$$

4. Визначаємо граничні відхилення гайки $M36-5H6H$ (табл. 9., [11]):

- За зовнішнім діаметром гайки D
 нижнє відхилення $El_D = 0$ мкм;
 верхнє відхилення ES_D – не встановлюється.
- За внутрішнім діаметром гайки D_1
 нижнє відхилення $El_{D_1} = 0$ мкм;
 верхнє відхилення $ES_{D_1} = +600$ мкм;
- За середнім діаметром гайки D_2
 нижнє відхилення $El_{D_2} = 0$ мкм;
 верхнє відхилення $ES_{D_2} = +236$ мкм;

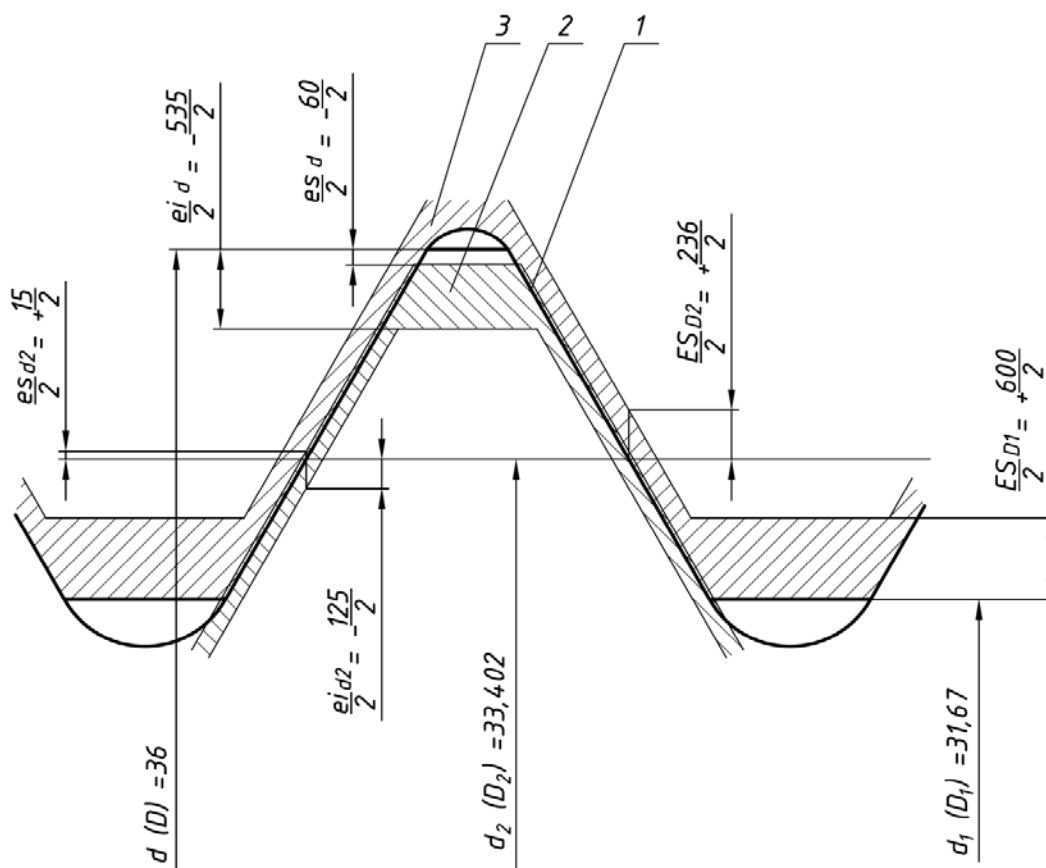
5. Визначаємо граничні розміри гайки:

- Зовнішній діаметр D
 найбільший граничний D_{\max} - не встановлюється;
 найменший граничний $D_{\min} = D + El_D = 36 + 0 = 36$ мм.
- Внутрішній діаметр D_1
 найменший граничний
 $D_{1\min} = D_1 + El_{D_1} = 31,670 + 0 = 31,670$ мм.
 найбільший граничний
 $D_{1\max} = D_1 + ES_{D_1} = 31,670 + 0,600 = 32,27$ мм;
- Середній діаметр D_2
 найменший граничний
 $D_{2\min} = D_2 + El_{D_2} = 33,402 + 0 = 33,402$ мм.
 найбільший граничний
 $D_{2\max} = D_2 + ES_{D_2} = 33,402 + 0,236 = 33,638$ мм.

6. Визначаємо граничні зазори та натяги за середнім діаметром.

- Найбільший граничний зазор
 $S_{\max} = D_{2\max} - d_{2\min} = 33,638 - 33,277 = 0,361$ мм
- Найбільший граничний натяг
 $N_{\max} = d_{2\max} - D_{2\min} = 33,417 - 33,402 = 0,015$ мм

7. Будуємо схему полів допусків (рис. 4.9).



1 – номінальний профіль різьби; 2 – поле допуску болта; 3 – поле допуску гайки

Рис. 4.9 – Схема полів допусків посадки $M36 - \frac{5H6H}{4jh}$

4.5 РОЗРАХУНОК ШЛІЦЬОВОГО З'ЄДНАННЯ З ЕВОЛЬВЕНТНИМ ПРОФІЛЕМ

Задача. У вузлі механізму (рис.4.10) базування зубчастого колеса 2 на валу 1 здійснюється по двох центрувальних кільцях 3 і 4. Посадкові розміри позначено літерами α , β , γ .

Крутний момент від вала 1 до зубчастого колеса 2 передається за допомогою шліцевого з'єднання з евольвентним профілем. Хіміко-термічну обробку шліців не передбачено.

Посадка евольвентного з'єднання:

$$\frac{\Xi_B 20 \times 1,25 \times 16 \frac{S_4}{S_4 d_8}}{\text{ОСТ100086-73}}$$

Розрахувати параметри деталей евольвентного з'єднання, призначити допуски та побудувати схему полів допусків.

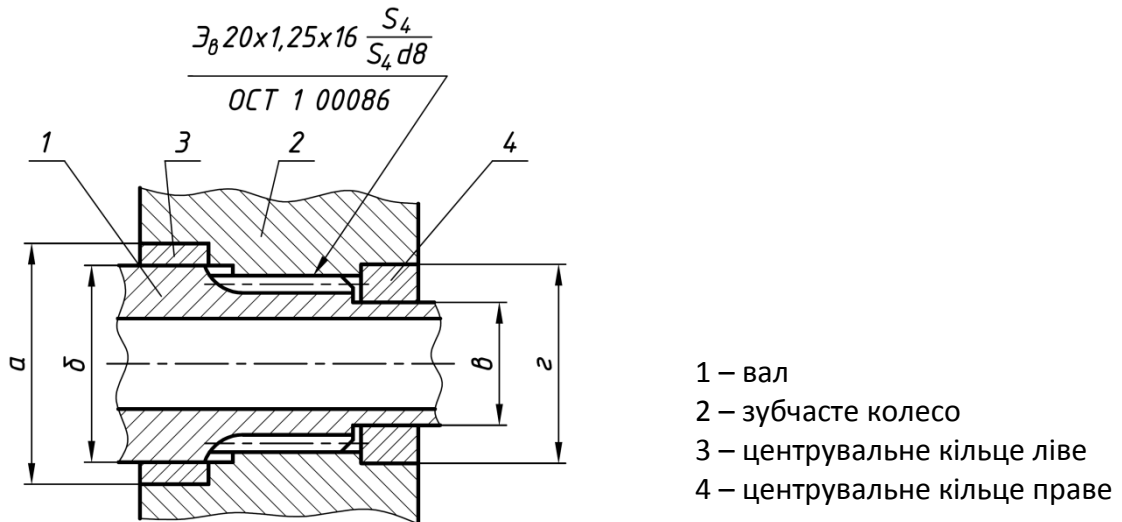


Рис. 4.10 – Фрагмент вузла механізму

1. Розшифруємо умовне позначення [19]

- Эв – елемент з шліцями евольвентного профілю
 20 – дільний діаметр $d = 20$ мм
 1,25 – модуль $m = 1,25$ мм
 16 – число зубів $z = 16$
 S_4 – позначення поля допуску на виготовлення шліцьового отвору з центруванням по ширині шліца
 $S_4 d8$ – позначення поля допуску на виготовлення шліцьового вала з центруванням по ширині шліца
 ГОСТ 1 00086-73 – галузевий стандарт

2. Розраховуємо основні геометричні параметри [19]:

- Профільний кут вихідного контура рейки (кут тиску на дільному колі) $\alpha = 30^\circ$
- Діаметр основного кола

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = 20 \cdot \cos 30^\circ = 17,32 \text{ мм}$$

- Номінальна товщина зуба вала і ширина западини отвору по дільному колу

$$s = \frac{\pi m}{2} = \frac{3,1415 \cdot 1,25}{2} = 1,96 \text{ мм}$$

- Номінальний зовнішній діаметр вала

$$D_a = m \cdot (z + 1) = 1,25 \cdot (16 + 1) = 21,25 \text{ мм}$$

- Номінальний внутрішній діаметр вала

$$D_f = m \cdot (z - 1,4) = 1,25 \cdot (16 - 1,4) = 18,25 \text{ мм}$$

- Для отвору номінальний діаметр внутрішній (поверхні виступів)

$$D_{a1} = m \cdot (z - 1) = 1,25 \cdot (16 - 1) = 18,75 \text{ мм}$$

- Для отвору номінальний діаметр зовнішній (поверхні западин)

$$D_{f1} = m \cdot (z + 1,4) = 1,25 \cdot (16 + 1,4) = 21,75 \text{ мм}$$

3. Призначаємо відхилення на ширину западини отвору з полем допуску S_4 . Хіміко-термічна обробка зубів не передбачена (табл. 11 [19]).

- Верхнє відхилення $ES = +0,14$ мм.
- Нижнє відхилення $EI = +0,07$ мм.

4. Призначаємо відхилення на товщину зуба вала з полем допуску $S_4 d8$. Хіміко-термічна обробка зубів не передбачена (табл. 12 [19]).

- Верхнє відхилення $es = -0,06$ мм.
- Нижнє відхилення $ei = -0,12$ мм.

5. Призначаємо допуски на нецентруючі діаметри (табл. 13 [19]).

- Зовнішній діаметр вала

$$D_a = 21,25 h10 \text{ мм}$$

- Внутрішній діаметр вала

$$D_f = 18,25_{-0,4} \text{ мм}$$

- Для отвору діаметр внутрішній (поверхні виступів)

$$D_{a1} = 18,75 H10 \text{ мм}$$

- Для отвору діаметр зовнішній (поверхні западин)

$$D_{f1} = 21,75^{+0,4} \text{ мм}$$

6. Виконуємо ескіз евольвентного з'єднання (рис. 4.11) [19].

7. Будуємо схему полів допусків шліцьового з'єднання з центруванням по товщині зуба (ширині западини) S , рис. 4.12.

- Найбільший зазор

$$S_{\max} = ES - ei = 0,14 - (-0,12) = 0,26 \text{ мм.}$$

- Найменший зазор

$$S_{\min} = EI - es = 0,07 - (-0,06) = 0,13 \text{ мм.}$$

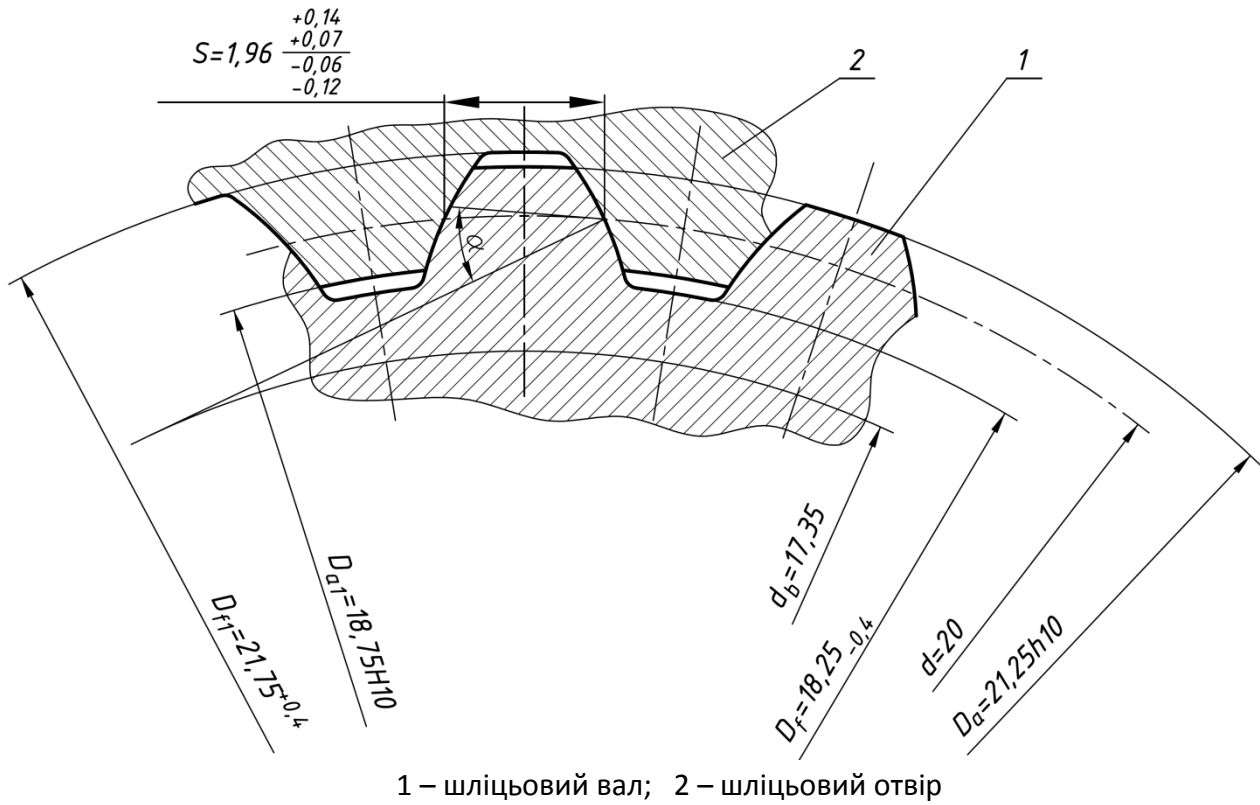
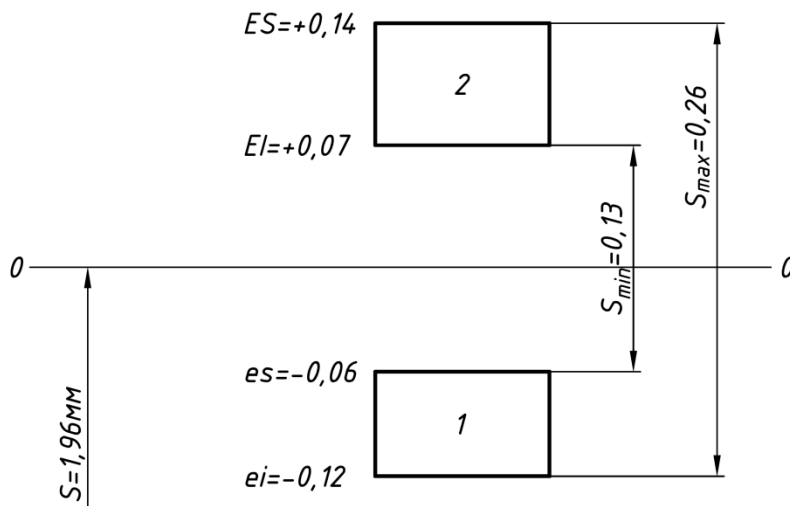


Рис. 4.11 – Схема шліцьового з'єднання, центрування по S



1 – поле допуску товщини зуба; 2 – поле допуску ширини западини

Рис. 4.12 – Схема шліцьової посадки

4.6 РОЗРАХУНОК РОЗМІРНОГО ЛАНЦЮГА

Задача 1. Для розмірного ланцюга А (рис. 4.13) визначити розміри компенсаційних прокладок у комплекті, що встановлюються між торцевими поверхнями корпусу та стакана для компенсації неточності складових розмірів. Підшипник, що входить в розмірний ланцюг – В5-46218 за ГОСТ 831. Допустиме зміщення вершини ділильного конуса зубчастого вінця відносно його номінального положення має бути в межах $\pm 0,034$ мм.

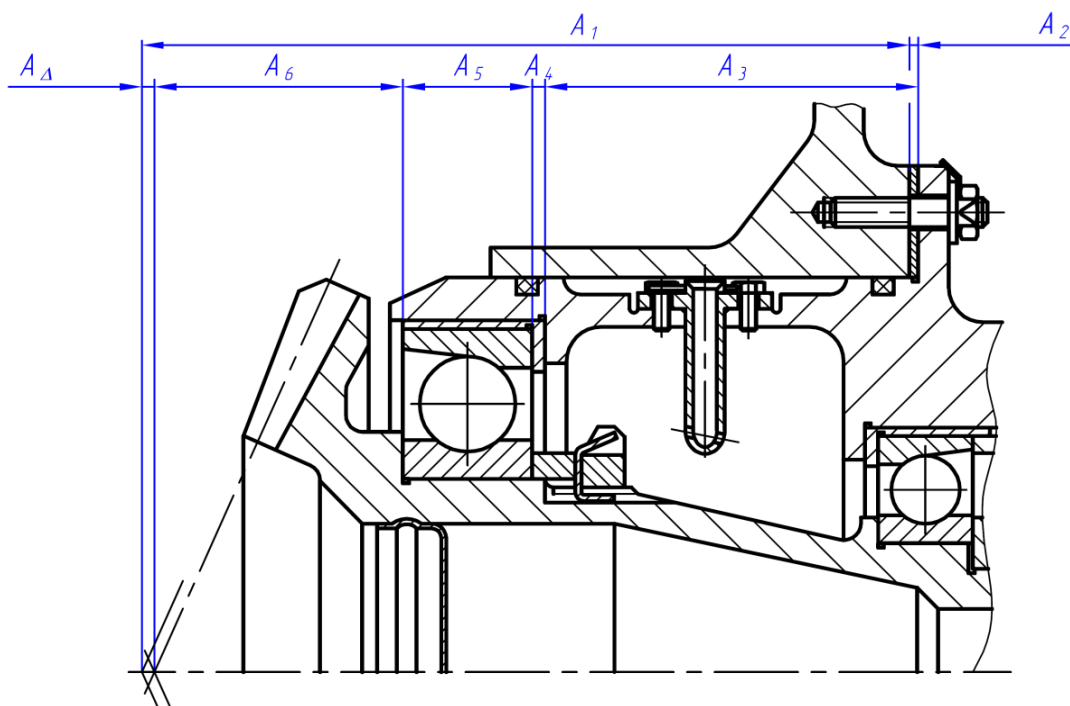


Рис. 4.13 – Схема вузла

Розрахунки виконуються за методикою, наведеною в [3].

1. Вихідні дані (рис. 4.13)

- Номінальні розміри складових ланок:

A_1 – розмір від торцевої поверхні корпусу до осі отвору під парне конічне колесо;
 A_2 – товщина набору компенсаційних прокладок;
 A_3 – розмір від торцевої площини стакана до упорного буртика;
 A_4 – товщина фланця обойми;
 A_5 – ширина підшипника;
 A_6 – відстань від базового торця вала-шестерні до вершини ділильного конуса зубчастого вінця.

- Замикальна ланка:

номінальний розмір $A_{\Delta} = 0$ мм;
 найбільше граничне відхилення $ES_{\Delta} = +34$ мкм;

найменше граничне відхилення $EI_{\Delta} = -34$ мкм;

допуск $TA_{\Delta} = ES_{\Delta} - EI_{\Delta} = +34 - (-34) = 68$ мкм.

2. Визначення складових ланок та побудова схеми розмірного ланцюга.

Схема розмірного ланцюга, яка включає замикальну ланку та усі складові ланки, утворюючи замкнутий контур, відповідно до завдання, наведена на рис. 4.14.

Визначення збільшувальних та зменшувальних ланок:

- збільшувальні ланки – \vec{A}_1, \vec{A}_2 ,
- зменшувальними ланки – $\vec{A}_3, \vec{A}_4, \vec{A}_5, \vec{A}_6$.

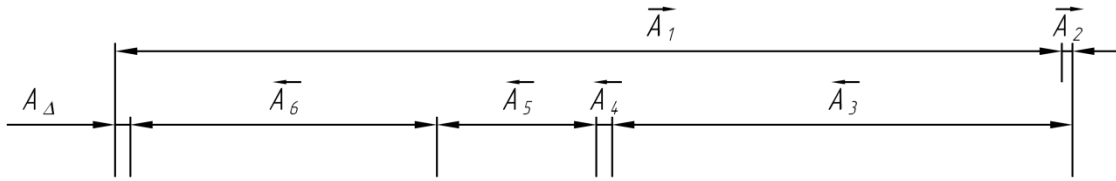


Рис. 4.14 - Схема розмірного ланцюга

3. Визначення номінальних розмірів складових ланок.

Номінальні розміри складових ланок визначають наступним чином:

- розміри стандартних деталей – за відповідними стандартами;
- решта розмірів – за креслеником вузла та ГОСТ 6636 (табл. А.1 [1]).

Таким чином, номінальні розміри складових ланок наступні:

- ланка A_5 – ширина підшипника В5-46218 за ГОСТ 831 (кульковий радіально-упорний однорядний), номінальний розмір $A_5 = 30$ мм (табл. 3 [16]);
- ланка A_2 (набір компенсаційних прокладок) приймається в якості компенсатора, розміри якого визначаються відповідно до розмірів складових ланок;
- розміри решти ланок призначаються за табл. А.1 [1] та заносяться до табл. 4.1.

Розмір компенсатора, ланка A_2 , визначається зі співвідношення (11.1) [2]:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_i - \sum_{i=1}^n \vec{A}_i,$$

де \vec{A}_i – номінальний розмір збільшуваних ланок;
 \vec{A}_i – номінальний розмір зменшувальних ланок;
 m – кількість збільшуваних ланок;
 n – кількість зменшувальних ланок.

Таким чином:

$$A_{\Delta} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5 + A_6),$$

$$0 = (172 + A_2) - (85,5 + 4 + 30 + 53),$$

$$A_2 = 0,5 \text{ мм.}$$

У випадку, якщо розмір компенсатора A_2 перевищує 1 мм, необхідно змінити розмір однієї з ланок.

Результати розрахунків заносяться до табл. 4.1.

4. Вибір і призначення допусків на складові ланки.

- допуски на ширину підшипника, ланка A_5 , призначаються за ДСТУ ГОСТ 520 [6], залежно від діаметра та класу точності підшипника та заносяться до табл. 4.1.

Відповідно до умовного позначення, для кулькового радіально-упорного підшипника 5-го класу точності з номінальним діаметром отвору $d = 90$ мм граничні відхилення ширини кільця підшипника B становлять (табл. Ж.1[2]):

верхнє $ES = 0$ мкм;

нижнє $ES = -200$ мкм;

допуск $T = 200$ мкм;

- допуски на складові ланки призначаються за економічно прийнятним квалітетом – за 10-м квалітетом; величини допусків складових ланок визначаються за табл. А.2 [1] та заносяться до табл. 4.1;
- допуски компенсатора, ланка A_2 , не призначаються.

5. Визначення максимальної величини компенсації зі співвідношення (11.21) [2]:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i ,$$

де TA_{Δ} – допуск замикальної ланки;
 TA_i – допуск на складові ланки;
 m – кількість збільшуваних ланок;
 n – кількість зменшувальних ланок.

Таким чином:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 + TA_6 ,$$

$$TA_{\Delta} = 160 + TA_2 + 140 + 48 + 200 + 120 = 668 + TA_2 ,$$

З виразу видно, що сума допусків складових ланок значно перевершує допуск $TA_{\Delta} = 68$ мкм, тобто коливання розміру замикальної ланки значно збільшиться.

Таким чином, найбільша розрахункова компенсація надлишкового коливання розміру замикальної ланки становитиме:

$$TA'_2 = TA_{\Delta} - (TA_1 + TA_3 + TA_4 + TA_5 + TA_6) ,$$

$$TA'_2 = 68 - (160 + 140 + 48 + 200 + 120) ,$$

$$TA'_2 = -608 \text{ мкм.}$$

Отже, при найсприятливішому поєднанні розмірів необхідно, за рахунок компенсатора (набору компенсаційних прокладок), компенсувати 0,608 мм, щоб замикальна ланка потрапила в задані граничні відхилення.

6. Призначення граничних відхилень на складові ланки.

На складові ланки (рис. 4.13), крім ланки, що є компенсатором, граничні відхилення призначають наступним чином:

- на ланки, розміри яких відносяться валів – основні відхилення h ;
- на ланки, розміри яких відносяться отворів – основні відхилення H ;
- на інші ланки – за полем допуску JS , тобто $\pm \frac{IT}{2}$ (граничні відхилення симетричні відносно нульової лінії).

Основні та граничні відхилення складових ланок заносяться до табл. 4.1.

7. Визначення граничних розмірів компенсатора, ланки A_2 .

- Координата середини поля допуску ланки A_2 визначається зі співвідношення (11.8) [2]:

$$ECA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m E\bar{C}\bar{A}_i - \sum_{i=1}^n E\bar{C}\bar{A}_i ,$$

де $E\bar{C}\bar{A}_i$ – серединні відхилення збільшуваних ланок;
 $E\bar{C}\bar{A}_i$ – серединні відхилення зменшувальних ланок.

Таким чином:

$$\begin{aligned} ECA_{\Delta} &= (ECA_1 + ECA_2) - (ECA_3 + ECA_4 + ECA_5 + ECA_6), \\ 0 &= (0 + ECA_2) - (0 + (-24) + (-100) + 0), \\ ECA_2 &= -124 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

- Найбільший граничний розмір компенсатора в комплекті

$$A_2^{\max} = A_2 + ECA_2 + \frac{|TA_2|}{2} = 0,5 + (-0,124) + \frac{|-0,608|}{2} = 0,68 \text{ мм.}$$

8. Розміри компенсаторів у комплекті:

- Товщина першої, найтоншої, прокладки набору вибирається з умови:

$$K_1 \leq TA_{\Delta} = 68 \text{ мкм,}$$

- Товщина останньої, найтовщої, прокладки набору вибирається з умови:

$$K_m \geq 0,5 \cdot A_2^{\max} = 0,5 \cdot 0,68 = 0,34 \text{ мкм,}$$

- Призначення набору прокладок здійснюється одним з двох методів: "монетним" та "двійковим", в яких відношення товщини наступних прокладок до мінімальної становить:

"монетний" – $k = 1, 3, 5, 10, 15, 20$;

"двійковий" – $k = 1, 2, 4, 8, 16, 32$,

а розміри прокладок вибираються з ряду (табл. 4.2)

Отже, розміри прокладок із набору, за "двійковим" методом, становлять:

$$K_1 = 0,05 \text{ мм},$$

$$K_2 = 2 \cdot K_1 = 1 \cdot 0,05 = 0,01 \text{ мм},$$

$$K_3 = 4 \cdot K_1 = 4 \cdot 0,05 = 0,20 \text{ мм},$$

$$K_4 = 8 \cdot K_1 = 8 \cdot 0,05 = 0,40 \text{ мм}.$$

Таблиця 4.1

Результати розрахунку розмірного ланцюга

Позначення ланки	Номинальний розмір, мм	Квалітет	Допуск, T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення, ES , мкм	Нижнє відхилення, EI , мкм	Середина поля допуску, EC , мкм
A_Δ	0	–	68	–	+34	-34	0
\bar{A}_1	172	10	160	JS	+80	-80	0
$\bar{A}_2 = K$	0,5	–	608	–	+180	-428	-124
\bar{A}_3	85,5	10	140	JS	+70	-70	0
\bar{A}_4	4	10	48	h	0	-48	-24
\bar{A}_5	30	–	200	–	0	-200	-100
\bar{A}_6	53	10	120	JS	+60	-60	0

- Перевірка загальної товщини набору прокладок за умовою:

$$\sum_i K_i \geq A_2^{\max},$$

$$K_1 + K_2 + K_3 + K_4 \geq A_2^{\max},$$

$$0,05 + 0,1 + 0,2 + 0,4 = 0,75 \geq 0,68.$$

Умова виконується.

Таким чином, розміри прокладок, що входять до набору компенсатора (табл. 4.2) для нормальної точності виготовлення, становлять :

$$K_1 = 0,05_{-0,015} \text{ мм}$$

$$K_2 = 0,1_{-0,020} \text{ мм}$$

$$K_3 = 0,2_{-0,030} \text{ мм}$$

$$K_4 = 0,4_{-0,040} \text{ мм}$$

Таблиця 4.2

**Граничні відхилення по товщині для стрічки холоднокатаної
з низьковуглецевої сталі (за ГОСТ 503-81), мм**

Товщина стрічки	Граничні відхилення при точності виготовлення		
	нормальна	підвищена	висока
Понад 0,05 до 0,08	-0,015	-0,010	—
« 0,09 « 0,15 «	-0,020	-0,015	-0,010
« 0,15 « 0,25 «	-0,030	-0,020	-0,015
« 0,25 « 0,40 «	-0,040	-0,030	-0,020
« 0,40 « 0,70 «	-0,050	-0,040	-0,025
« 0,70 « 0,95 «	-0,060	-0,050	-0,030
« 0,95 « 1,30 «	-0,080	-0,060	-0,040
« 1,30 « 1,45 «	-0,080	-0,060	-0,040
« 1,45 « 1,70 «	-0,100	-0,070	-0,050
« 1,70 « 2,30 «	-0,100	-0,070	-0,050
« 2,3 « 2,45 «	-0,100	-0,070	-0,050
« 2,45 « 3,00 «	-0,120	-0,090	-0,060
« 3,00 « 4,00 «	-0,120	-0,090	-0,060
« 4,00	-0,160	-0,120	-0,100

Примітка:

Товщина стрічки вибирається з ряду, мм:

0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,10;

0,11; 0,12; 0,15; 0,18; 0,20; 0,22; 0,25; 0,28; 0,30; 0,32; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50;

0,55; 0,57; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80; 0,85; 0,90; 0,95; 1,00;

1,05; 1,10; 1,15; 1,20; 1,25; 1,30; 1,35; 1,40; 1,45; 1,50;

1,55; 1,60; 1,65; 1,70; 1,75; 1,80; 1,85; 1,90; 1,95; 2,00;

2,10; 2,20; 2,25; 2,30; 2,40; 2,45; 2,50; 2,60; 2,70; 2,80; 2,90; 3,00;

3,10; 3,20; 3,30; 3,40; 3,50; 3,60; 3,80; 3,90; 4,00.

Задача 2. Для розмірного ланцюга B (рис. 4.15) визначити розміри компенсаційних прокладок у комплекті, що встановлюються між торцевими поверхнями корпусу та стакана для компенсації температурних деформацій у працюючому вузлі. Підшипник, що входить в розмірний ланцюг – В5-46212 за ГОСТ 831. Осьовий зазор у підшипнику має бути в межах від 0,05 до 0,10 мм.

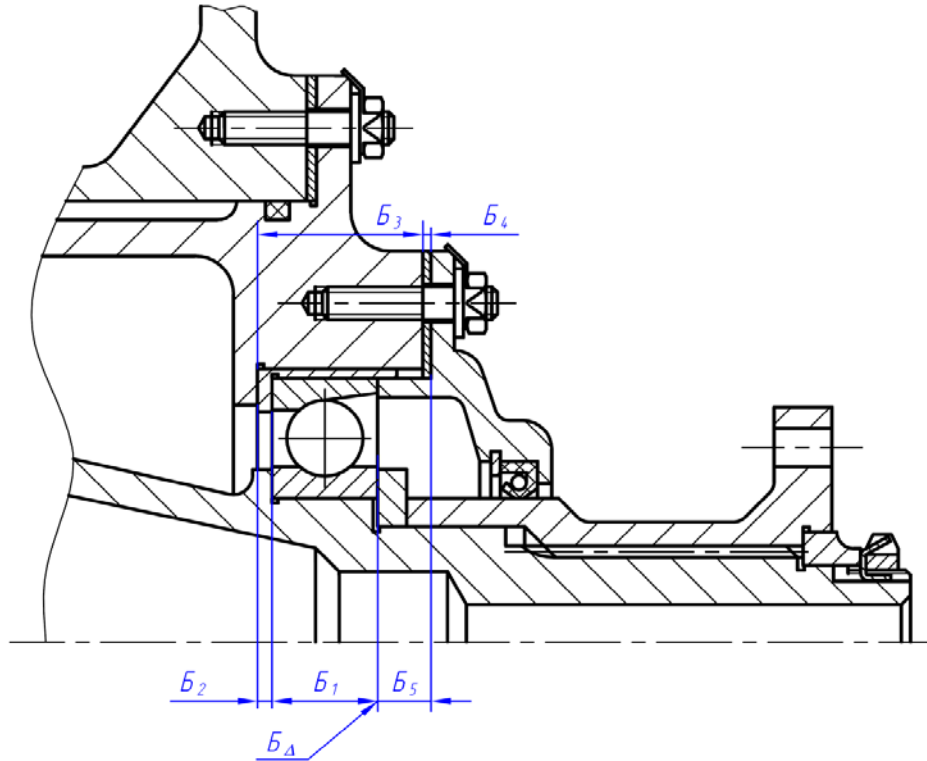


Рис. 4.15 – Схема вузла

Розрахунки виконуються за методикою, наведеною в [3].

1. Вихідні дані (рис. 4.15):

- Номінальні розміри складових ланки:

B_1 – ширина підшипника;

B_2 – товщина фланця стакана;

B_3 – розмір від торцевої площини корпусу до упорного буртика;

B_4 – товщина набору компенсаційних прокладок;

B_5 – розмір від торця стакана до його фланця.

- Замикальна ланка:

номінальний розмір $B_{\Delta} = 0$ мм;

найбільше граничне відхилення $ES_{\Delta} = +100$ мкм;

найменше граничне відхилення $EI_{\Delta} = +50$ мкм;

допуск $TB_{\Delta} = ES_{\Delta} - EI_{\Delta} = 100 - 50 = 50$ мкм.

2. Визначення складових ланок та побудова схеми розмірного ланцюга.

Схема розмірного ланцюга, яка включає замикальну ланку та усі складові ланки, утворюючи замкнутий контур, відповідно до завдання, наведена на рис. 4.16.

Визначення збільшувальних та зменшувальних ланок:

- збільшувальні ланки – \vec{B}_3, \vec{B}_4 ;
- зменшувальними ланки – $\vec{B}_1, \vec{B}_2, \vec{B}_5$.

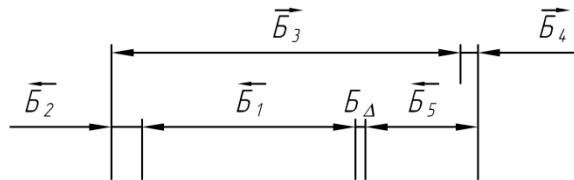


Рис. 4.16 - Схема розмірного ланцюга

3. Визначення номінальних розмірів складових ланок.

Номінальні розміри складових ланок визначають наступним чином:

- розміри стандартних деталей – за відповідними стандартами;
- решта розмірів – за кресленням вузла та ГОСТ 6636 (табл. А.1 [1]).

Таким чином, номінальні розміри складових ланок наступні:

- ланка B_1 – ширина підшипника В5-46212 за ГОСТ 831 (кульковий радіально-упорний однорядний), номінальний розмір $B_1 = 22$ мм (табл. 3 [16]);
- ланка B_4 (набір компенсаційних прокладок) приймається в якості компенсатора, розміри якого визначаються відповідно до розмірів складових ланок;
- розміри решти ланок призначаються за табл. А.1 [1] та заносяться до табл. 4.3.

Розмір компенсатора, ланка B_Δ , визначається зі співвідношення (11.1) [2]:

$$B_\Delta = \sum_{i=1}^m \vec{B}_i - \sum_{i=1}^n \vec{B}_i,$$

- де \vec{B}_i – номінальний розмір збільшуваних ланок;
 \vec{B}_i – номінальний розмір зменшувальних ланок;
 m – кількість збільшуваних ланок;
 n – кількість зменшувальних ланок.

Таким чином:

$$B_\Delta = (\vec{B}_3 + \vec{B}_4) - (\vec{B}_1 + \vec{B}_2 + \vec{B}_5),$$

$$0 = (36,5 + B_4) - (22 + 4 + 11), \quad B_4 = 0,5 \text{ мм.}$$

Результати розрахунків заносяться до табл. 4.3.

4. Вибір і призначення допусків на складові ланки.

- допуски на ширину підшипника, ланка B_1 , призначаються за ДСТУ ГОСТ 520 [6], залежно від діаметра та класу точності підшипника та заносяться до табл. 4.3. Відповідно до умовного позначення, для кулькового радіально-упорного підшипника 5-го класу точності з номінальним діаметром отвору $d = 60$ мм граничні відхилення ширини кільця підшипника B становлять (табл. Ж.1[2]):
 верхнє $ES = 0$ мкм;
 нижнє $EI = -150$ мкм;
 допуск $T = 150$ мкм;
- допуски на складові ланки призначаються за економічно прийнятним квалітетом – за 9-м квалітетом, величини допусків складових ланок визначаються за табл. А.2 [1] та заносяться до табл. 4.3;
- допуски компенсатора, ланка B_4 , не призначаються.

5. Визначення максимальної величини компенсації зі співвідношення (11.21) [2].

$$TB_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TB_i,$$

- де TB_{Δ} – допуск замикальної ланки;
 TB_i – допуск на складові ланки;
 m – кількість збільшуваних ланок;
 n – кількість зменшувальних ланок.

Таким чином:

$$TB_{\Delta} = TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 + TB_5,$$

$$TB_{\Delta} = 150 + 48 + 100 + TB_4 + 70 = 368 + TB_4,$$

Неважко помітити, що сума допусків складових ланок значно перевершує допуск $TB_{\Delta} = 50$ мкм, тобто коливання розміру замикаючої ланки значно збільшиться.

Таким чином, найбільша розрахункова компенсація надлишкового коливання розміру замикаючої ланки становитиме:

$$TB'_4 = TB_{\Delta} - (TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_5),$$

$$TB'_4 = 50 - (150 + 48 + 100 + 70),$$

$$TB'_4 = -318 \text{ мкм.}$$

Отже, при найсприятливішому поєднанні розмірів необхідно, за рахунок компенсатора (набору компенсаційних прокладок), компенсувати 0,318 мм, щоб замикаюча ланка потрапила в задані граничні відхилення.

6. Призначення граничних відхилень на складові ланки.

На складові ланки (рис. 4.15), крім ланки, що є компенсатором, граничні відхилення призначають наступним чином:

- на ланки, розміри яких відносяться валів – основні відхилення h ;
- на ланки, розміри яких відносяться отворів – основні відхилення H ;
- на інші ланки – за полем допуску JS , тобто $\pm \frac{IT}{2}$ (граничні відхилення симетричні відносно нульової лінії).

Основні та граничні відхилення складових ланок заносяться до табл. 4.3.

7. Визначення граничних розмірів компенсатора, ланки B_4 .

- Координата середини поля допуску ланки B_4 визначається зі співвідношення (11.8) [2]:

$$ECB_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EC\bar{B}_i - \sum_{i=1}^n EC\bar{B}_i,$$

де $EC\bar{B}_i$ – серединні відхилення збільшуваних ланок;

$EC\bar{B}_i$ – серединні відхилення зменшувальних ланок.

Таким чином:

$$ECB_{\Delta} = (ECB_3 + ECB_4) - (ECB_1 + ECB_2 + ECB_5),$$

$$75 = (0 + ECB_4) - ((-75) + (-24) + 0),$$

$$ECB_4 = -24 \text{ мкм.}$$

- Найбільший граничний розмір компенсатора в комплекті

$$B_4^{\max} = B_4 + ECB_4 + \frac{|TB'_4|}{2} = 0,5 + (-0,024) + \frac{|-0,318|}{2} = 0,635 \text{ мм.}$$

Таблиця 4.3

Результати розрахунку розмірного ланцюга

Позначення ланки	Номинальний розмір, мм	Квалітет	Допуск, T , мкм	Основне відхилення	Верхнє відхилення, ES , мкм	Нижнє відхилення, EI , мкм	Середина поля допуску, EC , мкм
B_{Δ}	0	–	50	–	+100	+50	+75
\bar{B}_1	2	–	150	–	0	-150	-75
\bar{B}_2	4	10	48	h	0	-48	-24
\bar{B}_3	36,5	10	100	JS	+50	-50	0
$\bar{B}_4 = K$	0,5	–	318	–	136	-183	-24
\bar{B}_5	11	10	70	JS	+35	-35	0

8. Розміри компенсаторів у комплекті:

- Товщина першої, найтоншої, прокладки набору вибирається з умови:

$$K_1 \leq TB_{\Delta} = 50 \text{ мкм},$$

- Товщина останньої, найтовщої, прокладки набору вибирається з умови:

$$K_m \geq 0,5 \cdot B_4^{\max} = 0,5 \cdot 0,635 = 0,3175 \text{ мкм},$$

- Призначення набору прокладок здійснюється одним з двох методів: «монетним» та «двійковим», в яких відношення товщини наступних прокладок до мінімальної становить ряди:

«монетний» – $k = 1, 3, 5, 10, 15, 20$,

«двійковий» – $k = 1, 2, 4, 8, 16, 32$.

а розміри прокладок вибираються з ряду (табл. 4.2)

Отже, розміри прокладок із набору, за "двійковим" методом, становлять:

$$K_1 = 0,05 \text{ мм},$$

$$K_2 = 2 \cdot K_1 = 1 \cdot 0,05 = 0,1 \text{ мм},$$

$$K_3 = 4 \cdot K_1 = 4 \cdot 0,05 = 0,2 \text{ мм},$$

$$K_4 = 8 \cdot K_1 = 8 \cdot 0,05 = 0,4 \text{ мм}.$$

- Перевірка загальної товщини набору прокладок за умовою:

$$\sum_i K_i \geq B_2^{\max},$$

$$K_1 + K_2 + K_3 + K_4 \geq B_2^{\max},$$

$$0,05 + 0,1 + 0,2 + 0,4 = 0,75 \geq 0,635.$$

Умова виконується.

Таким чином, розміри прокладок, що входять до набору компенсатора (табл. 4.2) для нормальної точності виготовлення, становлять :

$$K_1 = 0,05_{-0,015} \text{ мм}$$

$$K_2 = 0,1_{-0,020} \text{ мм}$$

$$K_3 = 0,2_{-0,030} \text{ мм}$$

$$K_4 = 0,4_{-0,040} \text{ мм}$$

4.7 ВИБІР УНІВЕРСАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ

Задача. Для контролю отвору $\varnothing 120K7$ вибрати універсальний засіб вимірювання та навести його метрологічні характеристики.

1. За номінальним розміром та квалітетом визначаємо допуск отвору та допустиму похибку вимірювання:

- допуск отвору [15]: $IT7 = 35 \text{ мкм}$;
- допустима похибка вимірювання [6]: $\delta = 10 \text{ мкм}$.

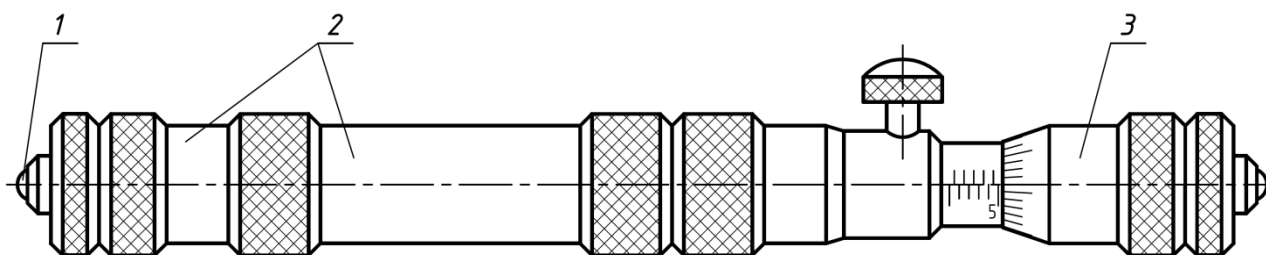
2. Для отвору в у діапазоні розмірів понад 80 до 120 мм (табл. VII [25]) встановлюємо перелік рекомендованих універсальних засобів вимірювання: 4б, 6а, 9а, 11, 12:

- 4б – Нутроміри мікрометричні з величиною відліку 0,01 мм.
Гранична похибка вимірювання для діапазону понад 50 до 120 мм: 10 мкм.
- 6а – Нутроміри індикаторні з вимірювальною головкою ИГ з ціною поділки 0,001 або 0,002 мм.
Гранична похибка вимірювання для діапазону понад 50 до 120 мм: 6,5 мкм.
- 9а – Пневматичні пробки з відліковим приладом з ціною поділки 1 мкм або 0,5 мкм з налаштування за встановлювальними кільцями.
Гранична похибка вимірювання для діапазону понад 50 до 120 мм: 5 мкм.
- 11 – Мікроскопи інструментальні великі і малі.
Гранична похибка вимірювання для діапазону понад 50 до 120 мм: 10 мкм.
Дана похибка справедлива під час вимірювання наскрізних і глухих отворів з гострою торцевою кромкою.
- 12 – Мікроскопи вимірювальні універсальні.
Гранична похибка вимірювання для діапазону понад 50 до 120 мм: 10 мкм.
Дана похибка справедлива під час вимірювання наскрізних і глухих отворів з гострою торцевою кромкою.

3. Вибір засобу вимірювання здійснюємо за економічними критеріями. Перевагу надаємо засобам вимірювання з максимально грубою величиною відліку, вимірювання якими є найбільш зручним і швидким.

Отже, вибираємо засіб вимірювання 4б – нутромір мікрометричний з величиною відліку 0,01 мм. Гранична похибка вимірювання приладу дорівнює 10 мкм, допустима похибка вимірювання за ГОСТ 8.051-81 [12] теж дорівнює $\delta = 10 \text{ мкм}$, що є прийнятним. Маркування приладу – Нутромір НМ175 ГОСТ 10-88.

4. Ескіз приладу наведено на рис. 4.17, а метрологічні характеристики – в табл. 4.4 [7].



1 – вимірювальний наконечник; 2 – подовжувач; 3 – мікрометрична головка

Рис. 4.17 – Схема мікрометричного нутроміра

Таблиця 4.4

Метрологічні характеристики нутроміра мікрометричного НМ175 [7]

Показники	Значення показників
Границі вимірювання	75 ... 175 мм
Ціна поділки	0,01 мм
Основна похибка	$\pm 0,006$ мм
Гранична похибка вимірювання	10 мкм
Температурний режим	5° С

Висновок. Для контролю отвору $\varnothing 120K7$ вибрано універсальний засіб вимірювання – нутромір мікрометричний НМ175 ГОСТ 10.

4.8 РОЗРОБКА РОБОЧОГО КРЕСЛЕНИКА ВАЛА

Задача. За складальним креслеником вузла механізму (рис. 4.18) розробити робочий кресленик вала-шестерні (масштаб кресленика задає викладач).

Деякі пояснення до кресленика вузла:

- розмір 1 – з'єднання заглушки з внутрішнім отвором вала-шестерні, точність посадки – середня;
- розмір 2 – посадка внутрішнього кільця підшипника на вал, точність посадки – висока;
- розмір 3 – посадка дистанційного кільця на вал, точність посадки – низька;
- розмір 4 – різьбова посадка шліцьової гайки на вал, точність посадки – середня;
- розмір 5 – посадка внутрішнього кільця підшипника на вал, точність посадки – висока;
- розмір 6 – посадка дистанційного кільця на вал, точність посадки – низька;

- розмір 7 – посадка фланця на вал,
точність – висока;
- розмір 8 – посадка встановлювального кільця на вал,
точність посадки – висока;
- розмір 9 – різьбова посадка шліцьової гайки на вал,
точність посадки – середня;
- розмір 10 – шліцьове з'єднання вала з фланцем,
точність посадки – середня.

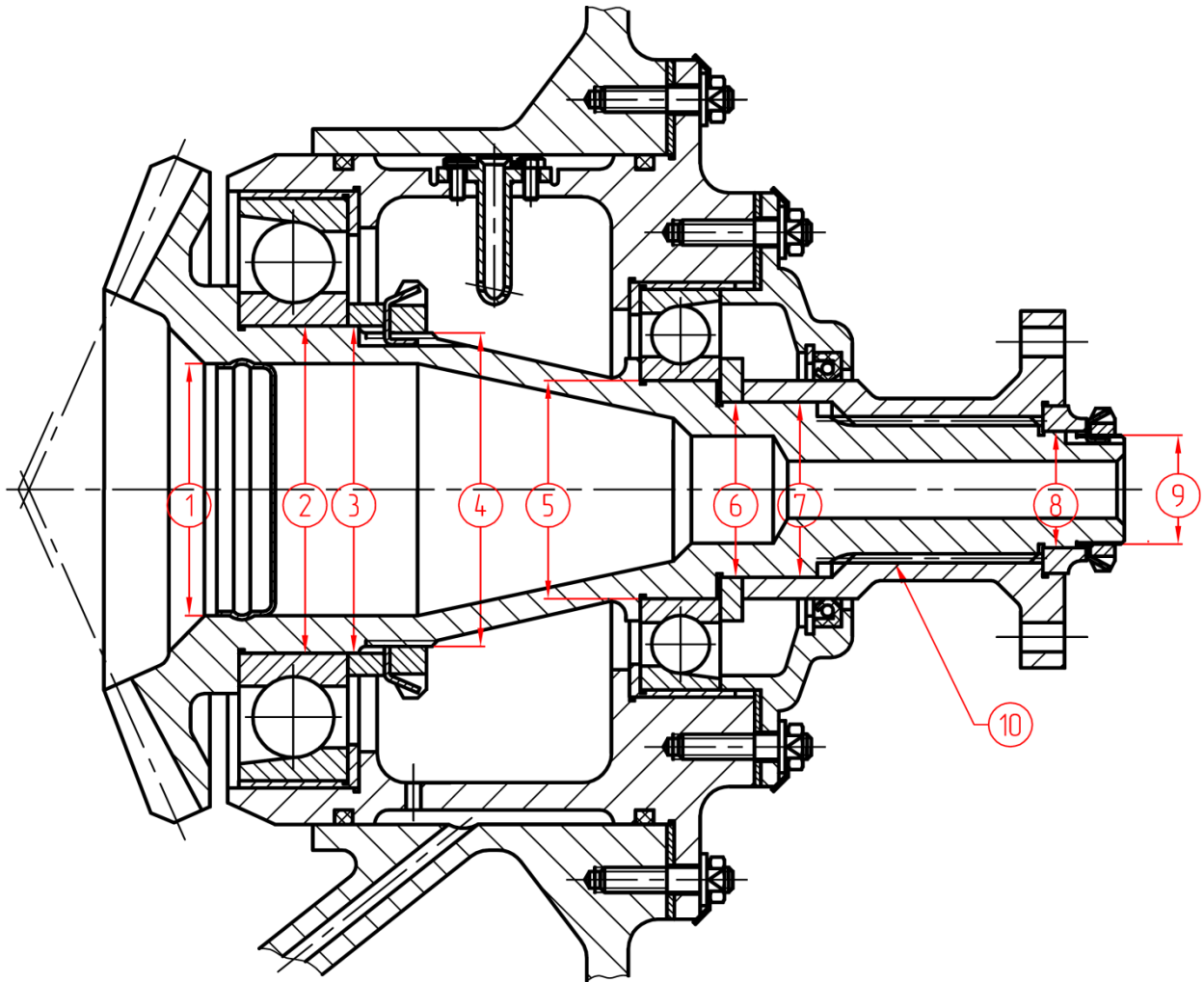
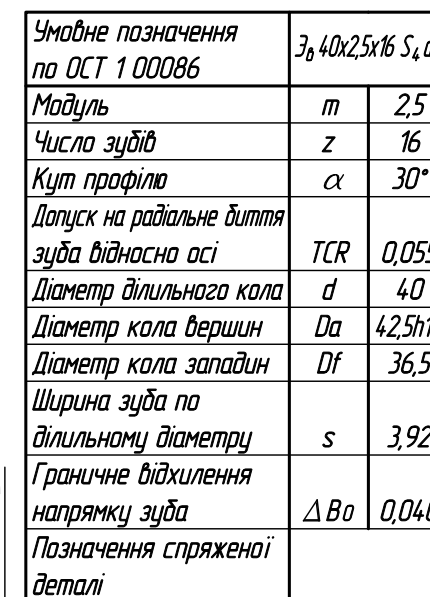


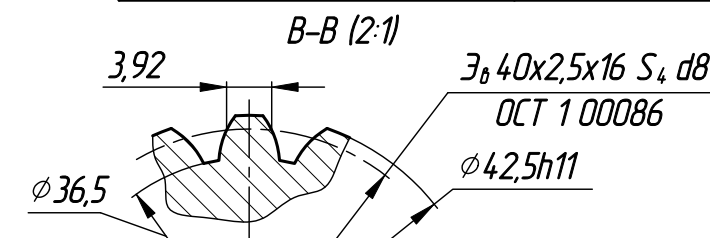
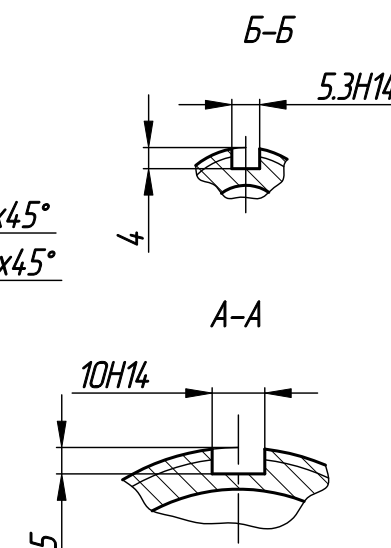
Рис. 4.18 – Складальний кресленик вузла механізму

Приклад робочого креслення вала-шестерні вузла механізму (рис. 4.18) наведено нижче на С. 189.

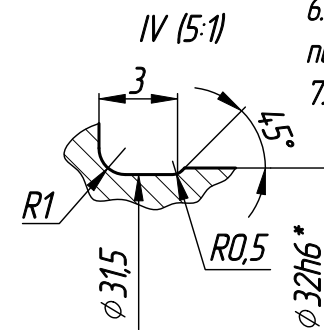
Кресленик виконано на основі стандартів [4, 5, 8 – 10, 13, 14, 17 – 24].



Зовнішній окружний модуль	m_{Te}	3,3	
Число зубів	Z	69	
Тип зуба	–	Круговий	
Основа форма зуба за ГОСТ 19325	–	I	
Середній кут нахилу зуба	β_n	31°30'	
Напрямок лінії зуба	–	Лівий	
Вихідний контур	–	ГОСТ 16202	
Коефіцієнт зміщення	x_{Te}		
Коефіцієнт зміни товщини зуба	x_{τ}	0	
Кут ділильного конуса	δ	74°36'15"	
Нормальний діаметр зуборізної головки	D	228,6	
Ступінь точності за ОСТ 1 41667	–		
Середня товщина зуба по хорді	\bar{S}_n	4,196 ^{+0,15} _{-0,24}	
Зовнішня ділильна товщина зуба по хорді в нормальному перерізі	\bar{S}_{ne}	2,967 ^{+0,102} _{-0,167}	
Висота до зовнішньої ділильної хорди зуба	h_{ae}	1,638	
Зовнішня висота зуба	h_e	6,329 H14	
Зовнішня гранична висота зуба	h_{le}	5,61	
Бічний зазор в парі	Величина	j_n	0,2...0,35
	Допуск на коливання	F_{vj}	0,110
Допуск радіального биття зубчатого вінця	F_r		0,080
Граничне відхилення кроку	f_{pt}		±0,032
Допуск на різницю сусідніх кроків	f_{upl}		0,032
Міжосьовий кут	Σ		90°
Кут конусу западин	δ_f		72°22'59"
Метод нарізання зубів	–		Односторонній
Робоча сторона зуба	–		Опукла
Число зубів спряженого колеса	Z_1		19
Позначення спряженого колеса			



1. Поверхні, що позначені штрихпунктиром азотувати $h=0,6...0,8\text{мм}$, при механічній обробці знімати шар $0,05...0,15\text{мм}$, $89,0...92,5\text{ HRN15}$; $35,5...41,5\text{ HRC}$ серцевина. Група контролю 2-1A ОСТ 1 00021
2. Азотування газове. Товщина шара – фази не більша $0,03\text{мм}$. Припик не допускається
3. Невказані граничні відхилення розмірів, допуски форми та розташування поверхонь – за ОСТ 1 00022
4. Контроль шорсткості поверхні западин зубів перед азотуванням по контрольному зразку
5. Після азотування западини зубів механічно не оброблювати
6. Бічні кромки западин та профілю зубів притупити до азотування плавною кривою або фаскою та полірувати $Ra\ 0,8$. Величина притуплення кромок $0,2...0,6\text{мм}$ після остаточної обробки
7. * Розміри для довідок

[illegible]

Рекомендована література до розділу 4

1. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с.
2. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 2 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 188 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. 400 с.
4. ДСТУ 2500-94. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
5. ДСТУ ISO 724:2005. Нарізі метричні ISO загального призначення. Основні розміри.
6. ДСТУ ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия.
7. ГОСТ 10-88. Нутромеры микрометрические. Технические условия.
8. ГОСТ 16202-81. Передатки зубчатые конические с круговыми зубьями. Исходный контур.
9. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
10. ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
11. ГОСТ 24834-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
12. ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
13. ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
14. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
15. ГОСТ 8.051-81. Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.
16. ГОСТ 831-75. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
17. ОСТ 1 00021-78. Термическая и химико-термическая обработка деталей. Группы контроля.
18. ОСТ 1 00022-80. Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанные на чертеже.
19. ОСТ 1 00086-73. Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
20. ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
21. ОСТ 1 00267-78 Передатки зубчатые конические прямозубые. Расчет геометрических параметров.
22. ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
23. ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
24. ТУ 14-1-138-71. Прутки из конструкционной легированной высококачественной стали марок 30Х2Н2ВФМА и 30Х2Н2ВФМА-Ш. Технические условия.
25. РД 50-98-86. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм.

СПИСОК НОРМАТИВНИХ ДОКУМЕНТІВ

- ДСТУ 2500-94. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
- ДСТУ ISO 724:2005. Нарізи метричні ISO загального призначення. Основні розміри.
- ДСТУ ГОСТ 24071:2005 Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы.
- ДСТУ ГОСТ 27365 Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
- ДСТУ ГОСТ 4252:2008 Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
- ДСТУ ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия.
- ДСТУ ГОСТ 8338:2008 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
- ГОСТ 10-88. Нутромеры микрометрические. Технические условия.
- ГОСТ 1139-80 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобоочные. Размеры и допуски.
- ГОСТ 16202-81. Передатки зубчатые конические с круговыми зубьями. Исходный контур.
- ГОСТ 23360-78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
- ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
- ГОСТ 24834-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Переходные посадки.
- ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски.
- ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
- ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия .
- ГОСТ 3325-85 Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
- ГОСТ 4608-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Посадки с натягом.
- ГОСТ 7872-89 Подшипники упорные шариковые одинарные и двойные. Технические условия.
- ГОСТ 8.051-81. Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм.
- ГОСТ 831-75. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8328-75 Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
- ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия.
- ГОСТ 8882-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные с уплотнениями. Технические условия.

- ГОСТ 8995-75 Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
- ОСТ 1 00021-78. Термическая и химико-термическая обработка деталей. Группы контроля.
- ОСТ 1 00022 Предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм и допуски формы и расположения поверхностей, не указанных на чертеже.
- ОСТ 1 00086-73. Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- ОСТ 1 00258-77 Передатки зубчатые цилиндрические прямозубые эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрических параметров.
- ОСТ 1 00266-78 Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес.
- ОСТ 1 00267-78 Передатки зубчатые конические прямозубые. Расчет геометрических параметров.
- ОСТ 1 00327-78 Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес.
- ОСТ 1 02556-85 Пары винтовые скольжения механизмов управления. Резьба трапецеидальная. Основные размеры и допуски.
- ОСТ 1 03613-73 Пары винтовые шарико-винтовых механизмов. Типы и основные параметры, технические требования.
- ОСТ 1 03696-74 Отверстия резьбовые под шпильки. Размеры.
- ОСТ 1 03743-84 Соединения зубчатые (шлицевые) торцовые. Параметры. Технические требования.
- ОСТ 1 04064-92 Ряды нормальных линейных размеров. Размеры.
- ОСТ 1 10790-85 Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические для температур до 300°C. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11118-73 Втулки для запрессовки. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11441-74 Поверхности центрирования зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 11517-74 Шайбы стопорные многолапчатые с внутренней лапкой. Конструкция и размеры.
- ОСТ 1 31813-80 Шпильки для ввертывания в мягкий металл со стопорением клеем.
- ОСТ 1 33018-80 Гайки шестигранные высокие. Конструкция.
- ОСТ 1 33093-80 Гайки круглые с осевыми прорезями. Конструкция.
- ОСТ 1 39502-77 Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифов и гаек.
- ОСТ 1 00086-73. Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
- РД 50-98-86. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм.

Додаток А.

ТИТУЛЬНИЙ АРКУШ

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра Конструювання машин

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

з дисципліни: _____
(назва модуля / курсу)

Тема: _____

Варіант № _____
(назва завдання)

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ курсу, групи _____
(шифр групи)

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Керівник _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Оцінка: _____

Кількість балів: _____

Київ – 202__ рік

Електронне мережне навчальне видання

Адаменко Юрій Іванович
Майданюк Сергій Володимирович
Плівак Олександр Анатолійович
Сухов Віталій Вікторович

ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК МЕХАНІЗМІВ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Ум. рук. листів 33,12

Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського

Київ – 2021